

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

«Политехнический институт»
институт
«Тепловые электрические станции»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия

«_____» _____ 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»
код – наименование направления

Проект расширения Киришской ГРЭС
тема

Руководитель	_____ подпись, дата	<u>доцент, к.т.н.</u> должность, ученая степень	<u>Л.Н. Подборский</u> инициалы, фамилия
Выпускник	_____ подпись, дата		<u>И.А. Портнов</u> инициалы, фамилия
Тех. контроль		_____ подпись, дата	<u>С.А. Михайленко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер		_____ подпись, дата	<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2019

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект расширения Киришской ГРЭС» содержит 70 страниц текстового документа, 14 использованных источников, 5 листов графического материала.

ПГУ – 800, ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ГАЗОВАЯ ТУРБИНА, КОТЕЛ – УТИЛИЗАТОР, ПАРОВАЯ ТУРБИНА К – 245 – 13,3, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

Объект расширения – Киришская ГРЭС.

Цель строительства:

- сооружение энергоисточника для компенсации покрытия пиковых нагрузок энергосистемы Северо-Запада, повышение надежности электроснабжения и создания резерва дополнительной мощности в смежных регионах.

В результате реализации проекта расширения Киришской ГРЭС планируется увеличение установленной электрической мощности станции до 2600 МВт.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Основная часть	5
1.1 Разработка ПТС	5
1.2 Конструкция и тепловой расчет ГТУ	6
1.3 Расчет трехконтурной комбинированной энергоустановки	27
1.4 Описание и укрупненный расчет паровой турбины	48
1.5 Определение экономических показателей ПГУ	55
2 Экономическая часть	56
2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	56
2.2 Расчёт затрат на топливо	56
2.3 Расходы на оплату труда	57
2.4 Амортизационные отчисления	58
2.5 Расходы на ремонт основных средств	58
2.6 Прочие расходы	59
2.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии	59
2.8 Расчёт показателей эффективности проекта	60
3 Экологическая часть	62
3.1 Снижение выбросов оксидов азота	63
Заключение	68
Список сокращений	69
Список использованных источников	70

ВВЕДЕНИЕ

Киришская ГРЭС – это крупнейшая электростанция ОЭС Северо-Запада, входящая в группу компаний «ОГК-2». Электростанция состоит из двух частей: теплофикационной, вырабатывающей электрическую и тепловую энергию в виде горячей воды и пара производственных параметров, и конденсационной, вырабатывающей только электрическую энергию. Конденсационная часть Киришской ГРЭС до модернизации включала в себя 6 энергоблоков с паровыми котлами ТГМП-324 и ТГМП-114, паровыми турбинами К-300-240-1 и имела следующие технико-экономические показатели:

- установленная мощность – 1800 МВт;
- расход электроэнергии на собственные нужды при номинальной нагрузке – 4 %;
- уд. расход усл. топлива на отпуск электроэнергии при работе на природном газе и номинальной нагрузке – 324 г/кВт·ч

В выпускной квалификационной работе предложен проект модернизации энергоблока №6 с использованием парогазовой технологии. В состав нового энергоблока мощностью 800 МВт (ПГУ-800) будут входить:

- две газотурбинные установки SGT5-4000F производства концерна Siemens AG;
- два котла-утилизатора П-132;
- паротурбинная установка К-245-13,3, модернизированная ЛМЗ из существующей турбины К-300-240-1;
- система газоснабжения;
- общецлочные системы.

Газотурбинные установки и котлы-утилизаторы, включая вспомогательное оборудование, размещены во вновь сооруженной пристройке к главному корпусу со стороны временного торца. Паротурбинная установка, вместе со своим вспомогательным оборудованием, осталась в ячейке энергоблока №6. Оборудование системы газоснабжения расположено в двух вновь сооруженных зданиях: здании ППГ и ДКС

1 Основная часть

1.1 Разработка ПТС

Атмосферный воздух засасывается компрессором газотурбинной установки (ГТУ) через комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ), сжимается в нем и направляется в камеру сгорания (КС) ГТУ. В КС подается природный газ после дожимной компрессорной станции.

Из КС продукты сгорания направляются в газовую турбину (ГТ), которая приводит во вращение компрессор ГТУ и ее электрогенератор. После ГТУ продукты сгорания направляются в котел – утилизатор. Автономная работа ГТУ без КУ не предусматривается.

Котел – утилизатор включает в себя поверхности нагрева контуров высокого, среднего и низкого давлений, а также контуры промперегрева и газового подогревателя конденсата (ГПК).

Для генерации пара питательная вода от конденсатных насосов второго подъема подается в ГПК КУ, а затем в деаэратор. Далее питательными насосами высокого давления – в экономайзеры и затем – в барабаны контура высокого давления котлов, питательными насосами низкого давления – в барабаны контуров низкого давления. Питательные насосы имеют отбор питательной воды от промежуточной ступени. Вода из отбора поступает в экономайзеры и далее в барабаны контура среднего давления. Из барабанов вода поступает в испарительные поверхности котлов. Пар из барабанов высокого, среднего и низкого давления поступает в соответствующие пароперегреватели и далее подается в паровую турбину. Пар контура среднего давления смешивается с паром, поступающим на промперегрев, поступает в промперегрев и далее в ЦСД турбины. Регулирование температуры пара низкого давления не предусматривается. регулирования температуры пара промперегрева осуществляется путем байпасирования промежуточных промперегревателей котлов.

При модернизации существующие главные паропроводы и паропроводы промперегрева полностью демонтируются и вместо них прокладываются новые. Система регенеративного подогрева паровой турбины исключается из схемы, за исключением конденсатора пара уплотнений ПС – 115 – 2,5.

Пар контура ВД поступает в ЦВД турбины. После ЦВД пар смешивается с паром контура СД и поступает в промперегреватель котла и далее в ЦСД турбины. После ЦСД две трети пара поступают в двухпоточный ЦНД, а одна треть пара проходит через пять ступеней ЦСД и отводится в конденсатор, куда также поступает пар из ЦНД.

Парораспределение турбины – сопловое. Предусматривается возможность работы турбины со скользящим давлением пара.

Конденсат из конденсатора паровой турбины конденсатными насосами первого подъема подается на БОУ, где проходит очистку. Сохранение в схеме БОУ обусловлено высокими требованиями к качеству питательной воды для КУ.

После БОУ конденсат поступает в конденсатор пара уплотнений ПС – 115 – 2,5 и далее, конденсатными насосами второго подъема – в ГПК КУ.

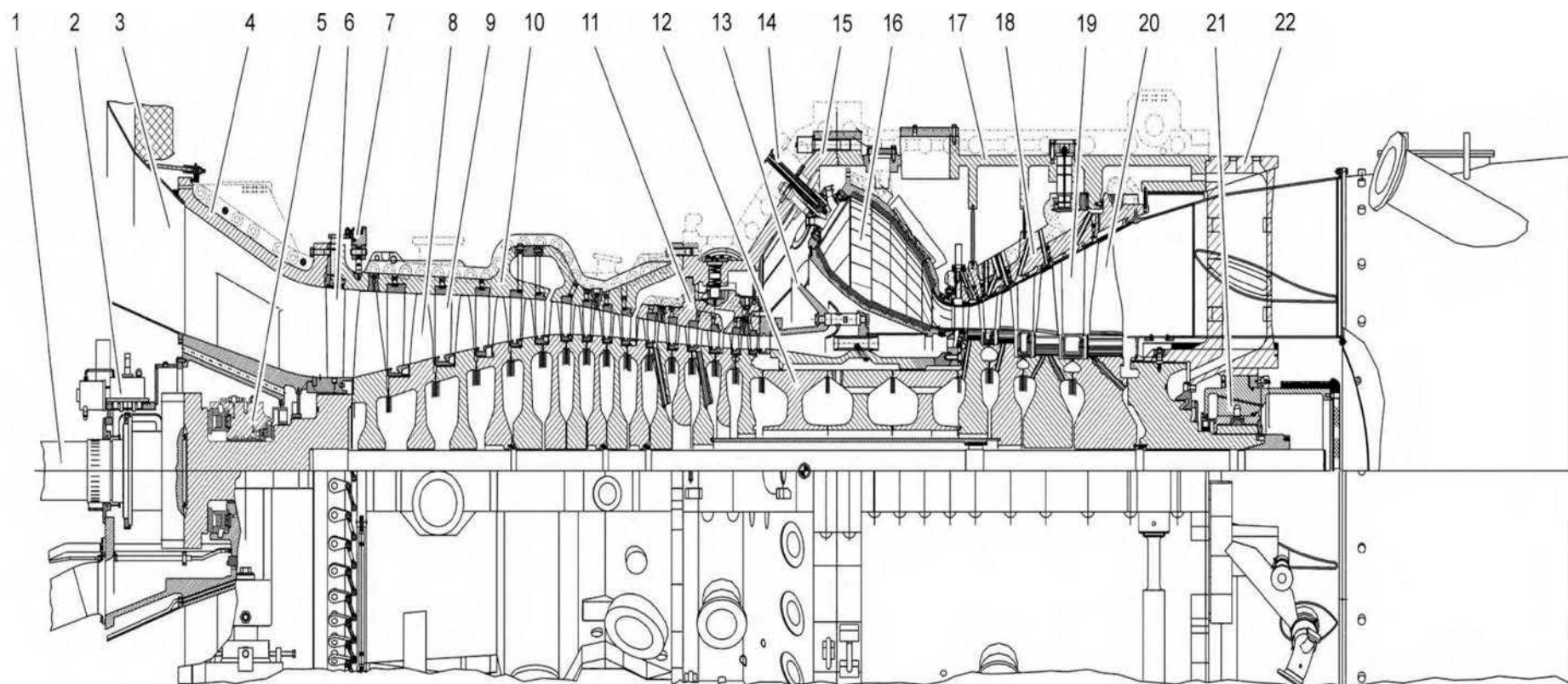
1.2 Конструкция и тепловой расчет ГТУ

ГТУ SGT5-4000F состоит из следующих элементов:

- воздухозаборного тракта;
- 15-ти ступенчатого осевого компрессора с поворотным входным направляющим аппаратом;
- кольцевой камеры сгорания с 24-мя горелочными устройствами;
- 4-х ступенчатой турбины;
- выходного диффузора;
- топливной системы;
- системы гидравлического управления топливной арматурой и ВНА компрессора;
- системы смазки, гидроподъема и ВПУ;
- системы гидравлической оптимизации зазоров;
- системы охлаждающего воздуха;
- антипомпажной системы;
- системы пневматического управления клапанами антипомпажной системы;
- дренажной системы;
- системы вентиляции кожуха;
- системы промывки проточной части;
- системы обнаружения возгораний и пожаротушения;
- систем КИП, автоматического контроля и управления.

Продольное сечение турбогруппы представлено на рисунке 1.

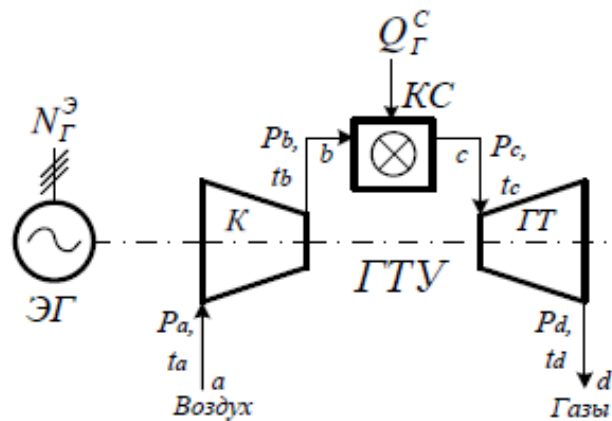
Цикловой воздух через воздухозаборный тракт поступает в компрессор ГТУ, в котором сжимается. Сжатый и нагретый в компрессоре воздух подается в камеру сгорания. В камере сгорания происходит процесс сгорания подведенного топлива с повышением температуры и частичным падением давления. После камеры сгорания высокопотенциальные газы поступают в газовую турбину. Отработав в турбине, выхлопные газы поступают в выходной диффузор ГТУ, который соединен с соответствующим газоходом котла-утилизатора



- 1 - провал; 2 - ВПУ; 3 - всасывающий канал; 4 - корпус подшипника компрессора; 5 - радиально-упорный подшипник; 6 - ВНА; 7 - регулирующее устройство ВНА; 8 - рабочие лопатки компрессора; 9 - направляющие аппараты компрессора; 10 - обойма направляющих аппаратов I; 11 - обойма направляющих аппаратов II; 12 - ротор; 13 - выхлопной диффузор компрессора; 14 - горелочное устройство; 15 - наружный корпус II; 16 - камера сгорания; 17 - наружный корпус III; 18 - обойма направляющих аппаратов турбины; 19 - направляющие аппараты; 20 - рабочие лопатки турбины; 21 - радиальный подшипник; 22 - выходной корпус

Рисунок 1 – Продольное сечение турбогруппы

Простейшая схема ГТУ показана на рисунке 2, цикл – на рисунке 3.



Т – газовая турбина; К – компрессор; ЭГ –электродгенератор;
КС – камера сгорания; КУ – котел-утилизатор.

Рисунок 2 - Принципиальная схема газотурбинной установки

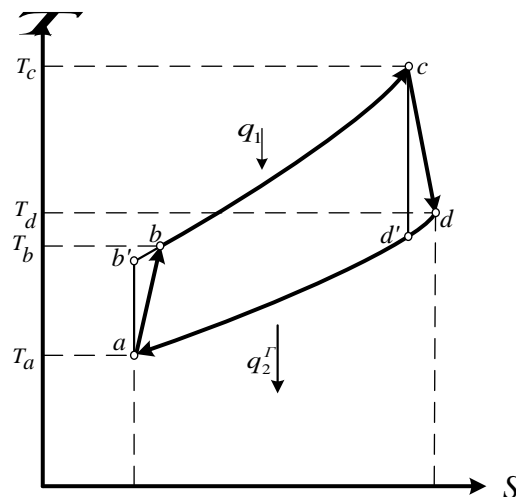


Рисунок 3 - Цикл простой ГТУ

Ключевыми моментами цикла простой ГТУ являются:

- точка a – воздух с давлением P_a и температурой t_a перед компрессором;
- отрезок ab – действительный процесс сжатия воздуха;
- отрезок ab' – изоэнтропный процесс сжатия;
- отрезок bc – подвод тепла в КС с увеличением температуры до t_c ;
- отрезок cd – реальный процесс расширения газа в турбине;
- отрезок cd' - изоэнтропный процесс;
- отрезок da – условное замыкание цикла.

1.2.1 Исходные данные

При расчете тепловой схемы ГТУ исходными величинами являются:

- электрическая мощность $N_g = 280 \text{ МВт}$;
- температура газов перед газовой турбиной $t_c = 1300^\circ\text{C}$;
- температура воздуха перед компрессором $t_a = 15^\circ\text{C}$;
- наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток по условиям прочности $t_w = 850^\circ\text{C}$;
- степень сжатия в компрессоре $\varepsilon = 18,2$;
- число ступеней и $z = 4$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = 0,95$;
- КПД КС $\eta_{к.с.} = 0,995$;
- механический КПД турбины $\eta_m = 0,99$;
- КПД компрессора $\eta_k = 0,885$;
- КПД электрогенератора $\eta_{э.г.} = 0,985$;
- коэффициент утечек $\alpha_y = 0,004$;

Газ на площадку к энергоблоку ПГУ – 800 поступает от магистрального газопровода Грязовец – Ленинград через ГРС «Кириши», которая осуществляет одоризацию, сушку, очистку газа от механических примесей и поддержание давления не выше 4 МПа. Рабочее давление в газопроводе – отводе в зависимости от давления газа до ГРС колеблется от 2,5 МПа до 3,8 МПа. Подача газа осуществляется по двум самостоятельным газопроводам высокого давления Ду 500.

- теплота сгорания природного газа $Q_n^p = 33645,7 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$;
- состав природного газа:

$\text{CO}_2 = 0,05\%$; $\text{N}_2 = 0,71$; $\text{CH}_4 = 97,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 1,55\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,38\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,07\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,06\%$.

1.2.2 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Температура в точке *a* (перед компрессором), *K*:

$$T_a = t_a + 273, \quad (1.1)$$

$$T_a = 15 + 273,15 = 288,15.$$

Теплоемкость воздуха, соответствующая температуре t_a , кДж/м^3 :

$$c_p^6(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a), \quad (1.2)$$

$$c_p^6(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) = 1,2884.$$

Теплоемкость воздуха при температуре 25 °С, кДж/м³:

$$c_p^6(25^\circ) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896.$$

Объемная энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м³:

$$h_a'(t_a) = c_p^a(t_a) \cdot t_a, \quad (1.3)$$

$$h_a'(t_a) = c_p^a(t_a) \cdot t_a = 1,2884 \cdot 15 = 19,326,$$

$$h^6(25) = c_p^6(25) \cdot 25 = 1,2896 \cdot 25 = 32,2401,$$

$$h_a = h_a'(t_a) - h^6(25) = 19,326 - 32,2401 = -12,914.$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха $m_b = 0,2794$. Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении, °С:

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right), \quad (1.4)$$

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{18,2^{0,2794} - 1}{0,885} \right) = 649,942.$$

$$t_b = T_b - 273, \quad (1.5)$$

$$t_b = 649,942 - 273,15 = 421,792$$

Объемная теплоемкость воздуха при температуре t_b , кДж/м³:

$$c_p^6(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b, \quad (1.6)$$

$$c_p^6(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 421,792 = 1,337$$

Объемная энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м³:

$$h_b = h'_b(t_b) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (1.7)$$

$$h_b = 564,044 - 32,24 = 531,804.$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^B = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (1.8)$$

$$c_p^B = \frac{531,8 - (-12,91)}{421,79 - 15} = 1,339.$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^B / \rho_\theta, \quad (1.9)$$

$$c_p^B = \frac{1,339}{1,293} = 1,036.$$

где $\rho_\theta = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_θ :

$$m_\theta = R_\theta / c_p^B, \quad (1.10)$$

$$m_\theta = \frac{0,287}{1,036} = 0,277,$$

где $R_\theta = 0,287$ кДж/(кг·град) – газовая постоянная для воздуха.

Уточнение температуры и энтальпии воздуха за компрессором при новом значении m_θ (второе приближение).

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{18,2^{0,277} - 1}{0,885} \right) = 690,13,$$

$$t_b = 690,13 - 273,15 = 416,98,$$

$$c_p^e(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 416,98 = 1,337,$$

$$h_b = 557,369 - 32,24 = 525,129,$$

$$c_p^{e'} = \frac{525,128 - (-12,914)}{416,98 - 15} = 1,338,$$

$$c_p^e = \frac{1,338}{1,293} = 1,035,$$

$$m_d = \frac{0,287}{1,035} = 0,277,$$

1.2.3 Определение параметров газа после камеры сгорания

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (для $\alpha = 1$), м³/м³:

$$- V_0 = 9,647$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$- V_{RO_2} = 1,021$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$- V_{H_2O} = 2,071$$

Теоретический объем азота, м³/м³:

$$- V_{N_2} = 7,628$$

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре t_c , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_c), \quad (1.11)$$

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 1300) = 2,323.$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c), \quad (1.12)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1300) = 1,798.$$

$$c_{RO_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c), \quad (1.13)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1300) = 1,424.$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c), \quad (1.14)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1300) = 1,443.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C:

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t(25^\circ)) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,711$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t(25^\circ)) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,48$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t(25^\circ)) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,283$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t(25^\circ)) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,29$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания и водяных паров после камеры сгорания при $\alpha = 1$:

$$- V_{\Gamma} = 10,72$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (1.15)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,021}{10,72} = 0,095.$$

$$r_{H_2O} = \frac{V'_{H_2O}}{V_{\Gamma}}, \quad (1.16)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,071}{10,72} = 0,193.$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (1.17)$$

$$r_{N_2} = \frac{7,628}{10,72} = 0,712$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_{cl} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c, \quad (1.18)$$

$$h'_{cl} = (0,095 \cdot 2,323 + 0,193 \cdot 1,798 + 0,712 \cdot 1,424) \cdot 1300 = 2056,225.$$

$$h_{\Gamma I} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}(25)) \cdot 25, \quad (1.19)$$

$$h_{\Gamma I} = (0,095 \cdot 1,711 + 0,193 \cdot 1,48 + 0,712 \cdot 1,283) \cdot 25 = 34,037.$$

$$h_{cl} = h'_{cl}(t_c) - h_{\Gamma I}(25^\circ), \quad (1.20)$$

$$h_{cl} = 2056,225 - 34,037 = 2022,188.$$

Объемная энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c^B = h_c^{B'}(t_c) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (1.21)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1300) \cdot 1300 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 1843,309.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_n^P \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c^B + h_{Tn} - (1 + V_0) \cdot h_{cl}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)}, \quad (1.22)$$

$$\alpha = \frac{33645,7 \cdot 0,995 + 9,647 \cdot 1843,31 + 0 - (1 + 9,646) \cdot 2022,188}{9,647 \cdot (1843,31 - 525,129)} = 2,338.$$

Энтальпию топлива, поступающего в КС, можно принять $h_{Tn} = 0$.

Суммарный объем водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (1.23)$$

$$V_{H_2O} = 2,071 + 0,0161 \cdot (2,338 - 1) \cdot 9,647 = 2,279.$$

Суммарный объем газов после КС при $\alpha > 1$:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (1.24)$$

$$V_{\Gamma} = 1,021 + 2,279 + 7,628 + (2,338 - 1) \cdot 9,647 = 23,835.$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{1,0021}{23,835} = 0,095,$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}} = \frac{2,279}{23,835} = 0,096,$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{7,628}{23,835} = 0,32,$$

$$r_{V_0} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0}{V_{\Gamma}}, \quad (1.25)$$

$$r_{V_0} = \frac{(2,338 - 1) \cdot 9,647}{23,835} = 0,542.$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c, \quad (1.26)$$

$$h'_c = (0,043 \cdot 2,323 + 0,096 \cdot 1,798 + 0,232 \cdot 1,424 + 0,542 \cdot 1,443) \cdot 1300 = 1960,837.$$

Аналогично определяется энтальпия газов $h_{\Gamma}(25^{\circ})$ при температуре 25 °С. В итоге искомая объемная энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_{\Gamma} = (0,043 \cdot 1,711 + 0,096 \cdot 1,48 + 0,232 \cdot 1,283 + 0,542 \cdot 1,29) \cdot 25 = 33,09.$$

$$h_c = h'_c(t_c) - h_{\Gamma}(25^{\circ}), \quad (1.27)$$

$$h_c = 1960,837 - 33,09 = 1927,748.$$

Объемная теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma'} = h_c / t_c, \quad (1.28)$$

$$c_p^{r'} = \frac{1927,748}{1300} = 1,483.$$

Молекулярная масса газов перед турбиной, кг/моль:

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0}, \quad (1.29)$$

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot 0,32 + 44,01 \cdot 0,043 + 18,02 \cdot 0,096 + 28,97 \cdot 0,542 = 28,305.$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °C) равен 22,41 м³/моль.

Плотность газов перед турбиной при нормальных условиях, кг/м³:

$$\rho_{\Gamma} = \mu_{\Gamma} / 22,41, \quad (1.30)$$

$$\rho_{\Gamma} = \frac{28,305}{22,41} = 1,263.$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{r'} / \rho_{\Gamma}, \quad (1.31)$$

$$c_p^{\Gamma} = \frac{1,483}{1,263} = 1,174.$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$R_{\Gamma} = 8,314 / \mu_{\Gamma}, \quad (1.32)$$

$$R_{\Gamma} = \frac{8,314}{28,305} = 0,294.$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_{\Gamma} = R_{\Gamma} / c_p^{\Gamma}, \quad (1.33)$$

$$m_{\Gamma} = \frac{0,294}{1,174} = 0,25.$$

1.2.4 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

Для определения температуры газов за турбиной (точка d_v реальном процессе) в первом приближении используется найденное в п. 1.33 значение показателя степени для газов m_T :

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T \right), \quad (1.34)$$

$$T_d = 1573 \cdot (1 - (1 - 17,29^{0,25}) \cdot 0,91) = 843,255.$$

$$\theta_d = T_d - 273, \quad (1.35)$$

$$\theta_d = 843,255 - 273,15 = 570,105.$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$ – действительное отношение давлений в турбине.

Объемные теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре θ_d , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 570,105) = 1,973,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 570,105) = 1,616,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 570,105) = 1,343,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 570,105) = 1,355.$$

Энтальпия газов при температуре θ_d определяется, кДж/м³:

$$h'_d = (r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot \theta_d, \quad (1.36)$$

$$h'_d = (0,043 \cdot 2,323 + 0,096 \cdot 1,798 + 0,232 \cdot 1,424 + 0,542 \cdot 1,443) \cdot 570,105 = 795,3939.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов и энтальпия газов при температуре 25 °С, кДж/(м³·град):

$$h_T(25^\circ) = (0,043 \cdot 2,323 + 0,096 \cdot 1,798 + 0,232 \cdot 1,424 + 0,542 \cdot 1,443) \cdot 25 = 33,09$$

В итоге, объемная энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d - h_\Gamma(25^\circ), \quad (1.37)$$

$$h_d = 799,615 - 33,09 = 766,526.$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = h_d / \rho_\Gamma, \quad (1.38)$$

$$I_d = \frac{766,526}{1,263} = 606,893.$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{I'} = h_d / \theta_d, \quad (1.39)$$

$$c_p^{I'} = \frac{766,526}{570,105} = 1,345.$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед КУ), кДж/(кг·град):

$$c_p^I = c_p^{I'} / \rho_\Gamma, \quad (1.40)$$

$$c_p^I = \frac{1,345}{1,263} = 1,065.$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{I'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - \theta_d}, \quad (1.41)$$

$$c_{pcp}^{I'} = \frac{1928 - 766,526}{1300 - 570,105} = 1,591.$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^I = c_{pcp}^{I'} / \rho_\Gamma, \quad (1.42)$$

$$c_{pcp}^I = \frac{1,591}{1,263} = 1,26.$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{Гср} = R_{Г} / c_{рср}^Г, \quad (1.43)$$

$$m_{Гср} = \frac{0,294}{1,26} = 0,233.$$

Для определения температуры газов за турбиной (точка *d* в реальном процессе) в третьем приближении используется найденное в формуле (1.43) среднее значение показателя степени для газов $m_{Гср}$:

$$T_d = 1573 \cdot (1 - (1 - 17,29^{0,233}) \cdot 0,91) = 878,075,$$

$$\theta_d = 878,075 - 273,15 = 604,925.$$

Объемные теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре θ_d , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 604,925) = 1,989,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 604,925) = 1,624,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 604,925) = 1,347,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 604,925) = 1,359.$$

Энтальпия газов при температуре θ_d определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (0,043 \cdot 2,323 + 0,096 \cdot 1,798 + 0,232 \cdot 1,424 + 0,542 \cdot 1,443) \cdot 604,925 = 851,506$$

В итоге, объемная энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = 851,506 - 33,09 = 818,416.$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{818,416}{1,263} = 647,976.$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{G'} = \frac{818,416}{604,925} = 1,353.$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^G = \frac{1,353}{1,263} = 1,071$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{G'} = \frac{1928 - 818,416}{1300 - 604,925} = 1,596.$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^G = \frac{1,596}{1,263} = 1,264.$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{Gcp} = \frac{0,294}{1,264} = 0,232$$

Третье приближение:

$$T_d = 1573 \cdot (1 - (1 - 17,29^{0,232}) \cdot 0,91) = 879,624,$$

$$\theta_d = 879,624 - 273,15 = 606,474$$

Объемные теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре θ_d , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 606,474) = 1,99,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 606,474) = 1,625,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 606,474) = 1,347,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 606,474) = 1,359.$$

Энтальпия газов при температуре θ_d определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (0,043 \cdot 2,323 + 0,096 \cdot 1,798 + 0,232 \cdot 1,424 + 0,542 \cdot 1,443) \cdot 604,474 = 853,822.$$

В итоге, объемная энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = 853,822 - 33,09 = 820,732.$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{820,732}{1,263} = 649,811.$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{G'} = \frac{820,732}{1,263} = 1,353.$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^G = \frac{1,353}{1,263} = 1,071.$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{G'} = \frac{1928 - 820,732}{1300 - 606,474} = 1,596.$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^G = \frac{1,596}{1,263} = 1,264.$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{Гср} = \frac{0,294}{1,264} = 0,232$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг:

$$H_{iT} = (h_c - h_d) / \rho_{\Gamma}, \quad (1.44)$$

$$H_{iT} = \frac{1928 - 820,732}{1,263} = 876,474.$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{0T} = \frac{H_{iT}}{\eta_T}, \quad (1.45)$$

$$H_{0T} = \frac{876,474}{0,91} = 963,158.$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_K = h_b - h_a, \quad (1.46)$$

$$H_K = 525,129 - (-12,914) = 538,043.$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (1.47)$$

$$b = \frac{2,338 \cdot 9,647 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,338 \cdot 9,647} = 0,962.$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

α_y – коэффициент утечек.

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K, \quad (1.48)$$

$$H_e = 876,474 \cdot 0,99 \cdot 1,263 - 0,962 \cdot 538,043 = 578,17.$$

Объемный расход газов на турбину, м³/с:

$$G'_T = N_{\mathfrak{E}} / (H_e \cdot \eta_{\mathfrak{E},\Gamma}), \quad (1.49)$$

$$G_T' = \frac{280000}{578,17 \cdot 0,985} = 491,662.$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с:

$$G_T = G_T' \cdot \rho_T, \quad (1.50)$$

$$G_T = 491,662 \cdot 1,263 = 620,985$$

Объемный расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м³/с:

$$G_K = b \cdot G_T', \quad (1.51)$$

$$G_K = 0,962 \cdot 491,662 = 473,142.$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с:

$$B = \frac{G_T'}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (1.52)$$

$$B = \frac{491,662}{1 + 2,338 \cdot 9,647} = 20,874.$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT}, \quad (1.53)$$

$$N_{iT} = 620,985 \cdot 876,474 = 544277,036.$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_K = G_K \cdot H_K, \quad (1.54)$$

$$N_K = 473,142 \cdot 538,043 = 254570,306.$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}}, \quad (1.54)$$

$$\phi = \frac{544277,036 - 254570,306}{544277,036} = 0,532.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\text{Э}} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\text{Э.Г.}}}{B \cdot Q_n^p}, \quad (1.55)$$

$$\eta_{\text{Э}} = \frac{(544277,036 - 254570,306) \cdot 0,985}{20,874 \cdot 33645,7} = 0,406.$$

1.2.5 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_{\text{с}} = G_{\text{охл}} / G_T = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (1.56)$$

$$g_{\text{с}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1300 - 850) = 0,164.$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800-850$ °С.

Ориентировочная температура газов после первой ступени, K , (если принять число ступеней газовой турбины $z=4$ и считать теплоперепады всех ступеней одинаковыми):

$$T_2^I = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{pcp}^T}, \quad (1.57)$$

$$T_2^I = 1573 - \frac{1}{4} \cdot \frac{876,474}{1,264} = 1399,769.$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T, \quad (1.58)$$

где γ_K – коэффициент снижения работы турбины, учитывающий затраты на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T – коэффициент, учитывающий снижение эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B – коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^I} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}, \quad (1.58)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,528} \cdot \left(1 - 0,528 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{690,13}{1410} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,532} = 0,466.$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м³:

$$H_{ГТУ} = H_{iT} \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K, \quad (1.59)$$

$$H_{ГТУ} = 876,474 \cdot 1,263 - 0,962 \cdot 538,043 = 589,24.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м³:

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\epsilon}), \quad (1.60)$$

$$H_{ГТУ}^{охл} = 544,225 \cdot (1 - 0,466 \cdot 0,164) = 544,225.$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi}, \quad (1.61)$$

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,532} = 0,981.$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\Xi}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_{ГТУ}^M \cdot \eta_{\Xi.Г.}}, \quad (1.62)$$

$$G_T^{охл'} = \frac{280000}{544,225 \cdot 0,981 \cdot 0,985} = 532,329.$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_T^{охл} = G_T^{охл'} \cdot \rho_{\Gamma}, \quad (1.63)$$

$$G_T^{охл} = 532,329 \cdot 1,263 = 672,349,$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м³/с:

$$B_{охл} = \frac{G_T^{охл'}}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (1.64)$$

$$B_{охл} = \frac{532,329}{1 + 2,338 \cdot 9,647} = 22,601$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м³/с:

$$G_{КС}^{охл} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T^{охл'}, \quad (1.65)$$

$$G_{КС}^{охл} = \frac{2,338 \cdot 9,647}{1 + 2,338 \cdot 9,647} \cdot 532,329 = 509,728.$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м³/с:

$$G_K^{охл'} = (b + g_g) \cdot G_T^{охл'}, \quad (1.66)$$

$$G_K^{охл'} = (0,962 + 0,164) \cdot 532,329 = 599,579$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), м³/с:

$$G'_{KY} = (1 + g_b) \cdot G_T^{охл'}, \quad (1.67)$$

$$G'_{KY} = (1 + 0,164) \cdot 532,329 = 619,631$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), кг/с:

$$G_\Gamma = G'_{KY} \cdot \rho_\Gamma, \quad (1.68)$$

$$G_\Gamma = 619,631 \cdot 1,263 = 782,615.$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\mathcal{E}}^{охл} = \eta_{\mathcal{E}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_b), \quad (1.69)$$

$$\eta_{\mathcal{E}}^{охл} = 0,406 \cdot (1 - 0,466 \cdot 0,164) = 0,375.$$

1.3 Расчет трехконтурной комбинированной энергоустановки

1.3.1 Исходные данные

1. Каждая ГТУ имеет следующие характеристики:
 - расход уходящих газов $G_T = 782,615$ кг/с;
 - температуру уходящих газов (на входе в КУ) $t_{d.} = 606,474$ °С;
2. Температура наружного воздуха $t_{н.в.} = 15$ °С, давление $p_{н.в.} = 10^5$ Па.
3. Давление в контурах КУ: $p_0^{вд} = 15$ МПа; $p_0^{сд} = 3,55$ МПа; $p_0^{нд} = 0,44$ МПа;
4. Давление на входе и на выходе из контура промежуточного пароперегревателя соответственно: $p_{вх}^{пп} = 3,91$ МПа; $p_{вых}^{пп} = 3,14$ МПа.
5. Температура в контурах КУ: $t_0^{вд} = 540$ °С; $p_0^{сд} = 345$ °С; $p_0^{нд} = 263$ °С;
6. Температура пара промперегрева, вход; выход, соответственно: $t_{вх}^{пх} = 345$ °С; $t_{вых}^{пп} = 535$ °С.
7. Давление в деаэраторе $p^д = 0,2$ МПа.
8. Схема ПГУ представлена на рисунке 3.

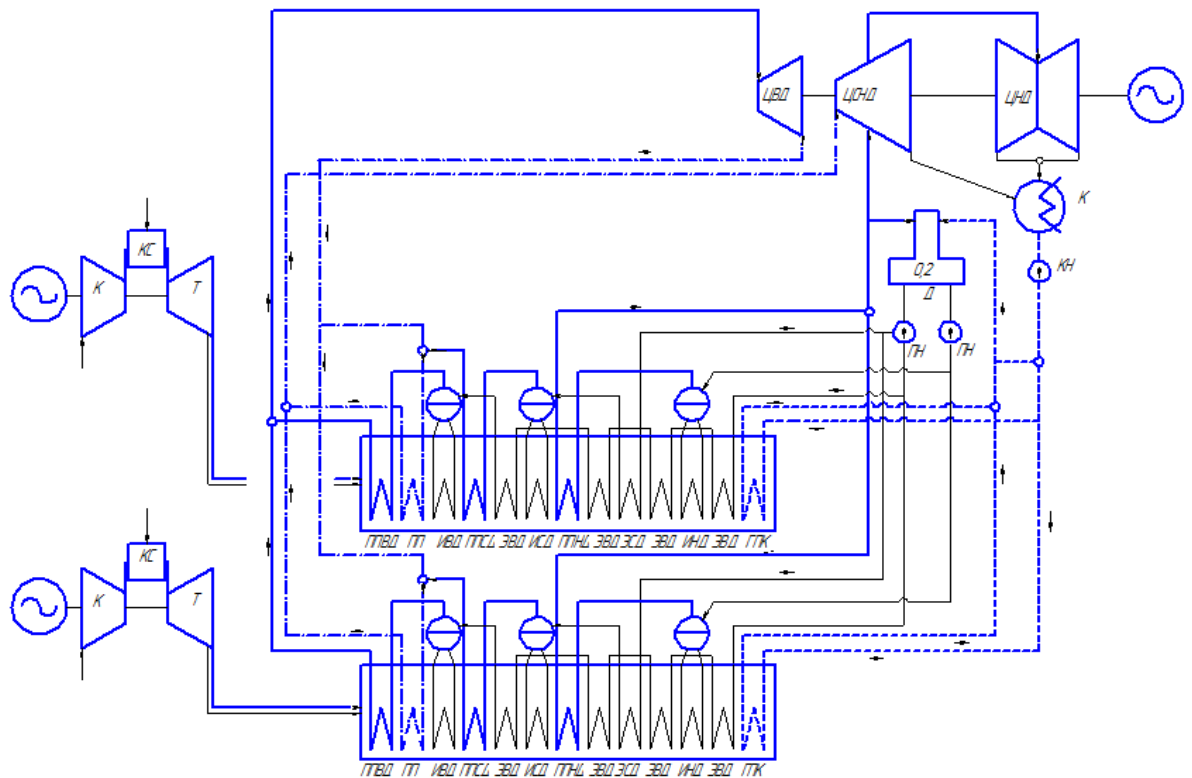


Рисунок 4 - Схема трехконтурной ПГУ с промперегревом с двумя КУ

Уравнение теплового баланса для ППВД одного КУ имеет вид:

$$G_e \cdot (I_d - I_e^{nn}) = G_H^{e\partial} \cdot (h_0^{e\partial} - h_s^{e\partial}), \quad (1.70)$$

где $G_e = 782,615$ кг/с – расход газов на котел;

$I_d = 649,811$ кДж/кг – энтальпия газов на входе в котел;
 $h_0^{60} = 3423,224$ кДж/кг – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя высокого давления котла при p_0^{60} и t_0^{60} ;
 $h_s^{60} = 2610,865$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель высокого давления (при давлении p_0^{60});

I_2^{nn} – энтальпия газов перед промперегревом.

Зададим температурный напор $\delta t_{nn} = 20$ °С.

Тогда температура газов перед промперегревом:

$$g_2^{nn} = t_{вых}^{nn} + \delta t_{nn}, \quad (1.71)$$

$$g_2^{nn} = 535 + 20 = 555^\circ\text{C}.$$

Непосредственно, энтальпия газов перед промперегревом, кДж/кг:

$$I_2^{nn} = 589,157.$$

Из уравнения (1.70) определим расход пара ВД:

$$G_{II}^{60} = G_2 \cdot (I_d - I_2^{nn}) / (h_0^{60} - h_s^{60})$$

$$G_{II}^{60} = 782,615 \cdot (649,811 - 589,157) / (3423 - 2611) = 58,432 \text{ кг/с}.$$

Для ППСД будет справедливым следующая зависимость:

$$G_2 \cdot (I_{nn}^{c0} - I_{вэк}^{60}) = G_{II}^{c0} \cdot (h_0^{c0} - h_s^{c0}), \quad (1.73)$$

где I_{nn}^{c0} – энтальпия газов на входе в ППСД, кДж/кг;

$I_{вэк}^{60}$ – энтальпия газов на входе в 4 ступень водяного экономайзера высокого давления, кДж/кг;

$h_0^{c0} = 3092$ кДж/кг – энтальпия перегретого пара на выходе из ППСД;

$h_s^{c0} = 2802,613$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара на входе в ППСД;

Выбрав температурный напор $\delta t_{nn}^{c0} = 15$ °С, найдем температуру газов перед ППСД:

$$g_{nn}^{c0} = t_o^{c0} + \delta t_{nn}^{c0}, \quad (1.74)$$

$$g_2^{nn} = 345 + 15 = 360^\circ\text{C}.$$

тогда энтальпия газов перед ППСД, кДж/кг:

$$I_{nn}^{cd} = 364,898.$$

Выбрав температурный напор $\delta t_{эк} = 12$ °С, найдем температуру газов перед 4 ступенью экономайзера высокого давления:

$$g_{эк}^{60} = t_g + \delta t_{эк}, \quad (1.75)$$

$$g_{эк}^{60} = 342,178 + 12 = 354,178^\circ\text{C}.$$

Энтальпия газов перед 4 ступенью экономайзера высокого давления, кДж/кг:

$$I_{эк}^{60} = 358,314.$$

Из уравнения (1.73) определим расход пара среднего давления, генерируемый одним КУ, кг/с:

$$G_{II}^{cd} = G_z \cdot (I_{nn}^{cd} - I_{вэк}^{60}) / (h_0^{cd} - h_s^{cd}), \quad (1.76)$$

$$G_{II}^{cd} = 840 \cdot (364,005 - 357,461) / (3091,465 - 2802,613) = 19,03.$$

Для 4 ступени экономайзера высокого давления будет справедливым следующее соотношение:

$$G_z \cdot (I_{вэк}^{60} - I_{исп}^{cd}) = G_{II}^{60} \cdot (h_{снв}^{60} - h_{эк}^{60}), \quad (1.77)$$

где $I_{исп}^{cd}$ – энтальпия газов на входе в испаритель среднего давления, кДж/кг;

$h_{эк}^{60}$ – энтальпия питательной воды на входе в 4 ступень экономайзера высокого давления, кДж/кг;

$h_{снв}^{60}$ – энтальпия насыщения питательной воды по давлению в барабане p_0^{60} , кДж/кг.

Для испарителя среднего давления будет справедливым следующее соотношение:

$$G_z \cdot (I_{исп}^{cd} - I_{nn}^{nd}) = G_{II}^{cd} \cdot (r_{cd}), \quad (1.78)$$

где I_{nn}^{nd} – энтальпия газов на входе в пароперегреватель низкого давления, кДж/кг;

$r_{c\partial}$ – скрытая теплота парообразования контура среднего давления по $p_0^{c\partial}$, кДж/кг;

Выбрав температурный напор $\delta t_{nn}^{n\partial} = 20$ °С, найдем температуру газов перед ППНД:

$$g_{nn}^{n\partial} = t_o^{n\partial} + \delta t_{nn}^{n\partial}, \quad (1.79)$$

$$g_2^{nn} = 263 + 20 = 283^\circ\text{C}.$$

Тогда энтальпия газов перед пароперегревателем низкого давления, кДж/кг:

$$I_{nn}^{n\partial} = 278,8.$$

Из уравнения (1.78) определим энтальпию газов на входе в испаритель среднего давления, кДж/кг:

$$I_{исп}^{c\partial} = I_{nn}^{n\partial} + G_{II}^{c\partial} \cdot (r_{c\partial}) / G_2, \quad (1.80)$$

$$I_{исп}^{c\partial} = 278,8 + 17,805 \cdot 1748,92 / 782,615 = 318,537.$$

Из уравнения (1.78) определим энтальпию питательной воды на входе в 4 ступень экономайзера высокого давления, кДж/кг:

$$h_{эк}^{6\partial} = h_{sn6}^{6\partial} - G_2 \cdot (I_{6эк}^{6\partial} - I_{исп}^{c\partial}) / G_{II}^{6\partial}, \quad (1.81)$$

$$h_{эк}^{6\partial} = 1610,152 - 782,615 \cdot (358,314 - 318,537) / 58,432 = 1077,399.$$

В итоге энтальпия питательной воды на входе в 4 ступень экономайзера, кДж/кг:

$$t_{эк}^{6\partial} = 253,466$$

Для ППНД будет справедливым следующее соотношение:

$$G_2 \cdot (I_{nn}^{n\partial} - I_{6эк3}^{6\partial}) = G_{II}^{n\partial} \cdot (h_0^{n\partial} - h_s^{n\partial}), \quad (1.82)$$

где $I_{nn}^{n\partial}$ – энтальпия газов на входе в ППНД, кДж/кг;

$I_{6эк3}^{6\partial}$ – энтальпия газов на входе в 3 ступень ЭВД, кДж/кг;

$h_0^{nd} = 2989,95$ кДж/кг – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя низкого давления котла при p_0^{nd} и t_0^{nd} ;

$h_s^{nd} = 2742,343$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель низкого давления (при давлении p_0^{nd});

Температура питательной воды на входе в 4 ступень ЭВД равна температуре питательной воды на выходе из 3 ступени ЭВД, поэтому задавшись температурным напором $\delta t_{вэк3}^{6\partial} = 10$ °С, найдем температуру газов перед 3 ступенью экономайзера высокого давления:

$$g_{вэк3}^{6\partial} = t_{вэк}^{6\partial} + \delta t_{вэк3}^{6\partial}, \quad (1.83)$$

$$g_{вэк3}^{6\partial} = 253,466 + 10 = 263,466^\circ\text{C},$$

а по ней найдем энтальпию газов перед 3 ступенью экономайзера высокого давления, кДж/кг:

$$I_{вэк3}^{6\partial} = 257,107.$$

Из уравнения (1.84) определим расход пара низкого давления, генерируемый одним КУ, кг/с:

$$G_{II}^{nd} = G_z \cdot (I_{np}^{nd} - I_{вэк3}^{6\partial}) / (h_0^{nd} - h_s^{nd}), \quad (1.84)$$

$$G_{II}^{nd} = 782,615 \cdot (278,747 - 257,107) / (2990 - 2742) = 68,279.$$

Т. к. нагрев конденсата в ГПК осуществляется примерно на 10 – 15 °С меньше температуры насыщения в деаэраторе $t_\partial = 120,2$ °С, то примем температуру воды за ГПК $t_{ГПК} = 105$ °С, которой соответствует энтальпия $h_{ГПК} = 440,213$ кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса для деаэратора:

$$\begin{aligned} [2 \cdot (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{nd} + G_{II}^{c\partial}) - G^\partial] h_{ГПК} + G^\partial \cdot h_0^{nd} = \\ = 2(G_{II}^{nd} + G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{c\partial}) h_\partial, \end{aligned} \quad (1.85)$$

найдем расход пара на деаэратор:

$$G^\partial = 2 \cdot (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{nd} + G_{II}^{c\partial}) \cdot (h_\partial - h_{ГПК}) / (h_0^{nd} - h_{ГПК}), \quad (1.86)$$

$$G^{\partial} = 2 \cdot (58,432 + 17,805 + 68,279) \cdot (504,684 - 440,213) / (2999 - 440,213) = 7,307 \text{ кг/с.}$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков:

$$\begin{aligned} [2 \cdot (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{H\partial} + G_{II}^{C\partial}) - G^{\partial}] h_k + G^P \cdot h_{ГПК} = \\ = [2 \cdot (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{H\partial} + G_{II}^{C\partial}) - G^{\partial} + G^P] h_{нв}, \end{aligned} \quad (1.87)$$

где $h_k = 121,404$ кДж/кг – энтальпия конденсата в состоянии насыщения при $p_k = 4$ кПа;

$h_{нв} = 293,018$ кДж/кг – энтальпия питательной воды на входе в ГПК при температуре 70°C .

$$G^P = [2 \cdot (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{H\partial} + G_{II}^{C\partial}) - G^{\partial}] \cdot (h_{нв} - h_k) / (h_{ГПК} - h_{нв}), \quad (1.88)$$

$$G^P = \frac{[2 \cdot (58,432 + 17,805 + 68,279) - 7,307] \cdot (293,018 - 121,404)}{(440,213 - 293,018)} = 328,463 \text{ кг/с.}$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК:

$$\begin{aligned} G_z \cdot (I_{ГПК} - I_{yx}) = (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{H\partial} + G_{II}^{C\partial} - G^{\partial} / 2 + \\ + G^P / 2) \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}). \end{aligned} \quad (1.89)$$

найдем энтальпию уходящих газов КУ:

$$\begin{aligned} I_{yx} = I_{ГПК} - (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{H\partial} + G_{II}^{C\partial} - G^{\partial} / 2 + G^P / 2) \cdot \\ \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}) / G_z. \end{aligned} \quad (1.90)$$

где $I_{ГПК}$ – энтальпия газов на входе в газовый подогреватель конденсатный, кДж/кг;

Выбрав температурный напор $\delta t_{энк} = 40^\circ\text{C}$, найдем температуру газов перед ГПК:

$$\vartheta_{энк} = t_{энк} + \delta t_{энк}, \quad (1.91)$$

$$\vartheta_{энк} = 105 + 40 = 145^\circ\text{C}.$$

а по ней найдем энтальпию газов перед ГПК, кДж/кг:

$$I_{энк} = 127,75.$$

$$I_{yx} = 122,081 - (58,432 + 17,805 + 68,279 - 7,307 / 2 + 328,463 / 2) \cdot (440,213 - 293,018) / 782,615 = 70,367 \text{ кДж/кг.}$$

Температура уходящих газов:

$$t_{yx} = 91,482 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

КПД КУ определим:

$$\eta_{ку} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a), \quad (1.92)$$

$$\eta_{ку} = (649,811 - 70,367) / (649,811 - 12,914) = 0,874.$$

Тепло, отданное газами ГТУ в КУ:

$$Q_{газ} = G_z (I_d - I_{yx}), \quad (1.93)$$

$$Q_{газ} = 2 \cdot 782,615 \cdot (649,811 - 70,367) = 906961,741 \text{ кВт.}$$

Тепло, подводимое к воде(пару) в отдельных элементах одного КУ:
для ГПК:

$$Q_{ГПК} = (G_{II}^{80} + G_{II}^{н0} + G_{II}^{с0} - G^0 / 2 + G^p / 2) \cdot (h_{ГПК} - h_{н6}), \quad (1.94)$$

$$Q_{ГПК} = (58,432 + 17,805 + 68,279 - 7,307 / 2 + 328,463 / 2) \cdot (440,213 - 293,018) = 44908,401 \text{ кВт.}$$

для испарителя низкого давления:

$$Q_{исп}^{н0} = G_{II}^{н0} \cdot r^{н0}, \quad (1.95)$$

где $r^{н0} = 2123 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{н0}$;

$$Q_{исп}^{н0} = 68,279 \cdot 2123 = 16935,149 \text{ кВт.}$$

для пароперегревателя низкого давления:

$$Q_{nn}^{н0} = G_{II}^{н0} \cdot (h_0^{н0} - h_s^{н0}), \quad (1.96)$$

$$Q_{nn}^{н0} = 68,279 \cdot (2999 - 2742,343) = 16935,149 \text{ кВт.}$$

для экономайзера высокого давления:

$$Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} = G_{\text{П}}^{\text{вд}} \cdot (h_{\text{эк}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}), \quad (1.97)$$
$$Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} = 58,432 \cdot (1610 - 504,684) = 64595,19 \text{ кВт.}$$

для испарителя высокого давления:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{вд}} = G_{\text{П}}^{\text{вд}} \cdot r^{\text{вд}}, \quad (1.98)$$

где $r^{\text{вд}} = 1000,713 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{вд}}$;

$$Q_{\text{исп}}^{\text{вд}} = 58,432 \cdot 1000,713 = 58474,1 \text{ кВт.}$$

для пароперегревателя высокого давления:

$$Q_{\text{пп}}^{\text{вд}} = G_{\text{П}}^{\text{вд}} \cdot (h_0^{\text{вд}} - h_s^{\text{вд}}), \quad (1.99)$$

$$Q_{\text{пп}}^{\text{вд}} = 58,432 \cdot (3423 - 2611) = 47468,116 \text{ кВт.}$$

для экономайзера среднего давления:

$$Q_{\text{эк}}^{\text{сд}} = G_{\text{П}}^{\text{сд}} \cdot (h_{\text{эк}}^{\text{сд}} - h_{\text{д}}), \quad (1.100)$$

$$Q_{\text{эк}}^{\text{сд}} = 17,805 \cdot (1053,693 - 504,684) = 9775,359 \text{ кВт.}$$

для испарителя среднего давления:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{сд}} = G_{\text{П}}^{\text{сд}} \cdot r_{\text{сд}}, \quad (1.101)$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{сд}} = 17,805 \cdot 1053,693 = 31140,327 \text{ кВт.}$$

для пароперегревателя среднего давления:

$$Q_{\text{пп}}^{\text{сд}} = G_{\text{П}}^{\text{сд}} \cdot (h_0^{\text{сд}} - h_s^{\text{сд}}), \quad (1.102)$$

$$Q_{\text{пп}}^{\text{сд}} = 17,805 \cdot (3092 - 2803) = 5152,723 \text{ кВт.}$$

для промежуточного пароперегревателя:

$$Q_{\text{пп}} = (G_{\text{П}}^{\text{сд}} + G_{\text{П}}^{\text{вд}}) \cdot (h_{\text{пп}}^{\text{вд}} - h_{\text{пп}}^{\text{сд}}), \quad (1.103)$$

где $h_{nn}^{6x} = 3110$ кДж/кг – энтальпия пара на входе в промперегрев по p_{nn}^{6x} и t_{nn}^{6x} ;
 $h_{nn}^{6blx} = 3534$ кДж/кг – энтальпия пара на входе из промперегрева по p_{nn}^{6blx} и t_{nn}^{6blx} ;

$$Q_{nn}^{cd} = (17,805 + 58,432) \cdot (3534 - 3110) = 32370 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты полученное паром, кВт:

$$Q_{nap} = Q_{гпк} + Q_{исп}^{нд} + Q_{nn}^{нд} + Q_{вэк}^{вд} + Q_{исп}^{вд} + Q_{nn}^{вд} + Q_{вэк}^{cd} + Q_{исп}^{cd} + Q_{nn}^{cd} + Q_{nn}, \quad (1.104)$$

$$Q_{nap} = 44908,401 + 144936,128 + 16935,149 + 64595,19 + 58474,1 + 47468,116 + 9775,359 + 31140,327 + 5152,723 + 32373,89 = 455759,384.$$

Проверка:

$$\frac{Q_{газа} - Q_{nap}}{Q_{газа}} \cdot 100\%, \quad (1.105)$$

$$\frac{453480,87 - 455759,384}{455759,384} \cdot 100\% = 0,005$$

Разница полученных величин не превышает 2 %, что свидетельствует о правильности расчетов. В дальнейшем будем считать, что тепловая мощность одного КУ равна среднему значению $Q_{ку} = Q_{газа} = 453480,87$ кВт.

Соответствующие относительные величины:

$$\bar{Q}_{ГПК} = Q_{ГПК} / Q_{ку} = 44908,401 / 453480,87 = 0,099;$$

$$\bar{Q}_{исп}^{нд} = 0,32; \quad \bar{Q}_{эк}^{cd} = 0,022;$$

$$\bar{Q}_{nn}^{нд} = 0,037; \quad \bar{Q}_{исп}^{cd} = 0,069;$$

$$\bar{Q}_{эк}^{вд} = 0,142; \quad \bar{Q}_{nn}^{cd} = 0,011;$$

$$\bar{Q}_{nn}^{вд} = 0,105; \quad \bar{Q}_{nn} = 0,071;$$

$$\bar{Q}_{исп}^{вд} = 0,129.$$

Тепловая диаграмма КУ показана на рисунке 5.

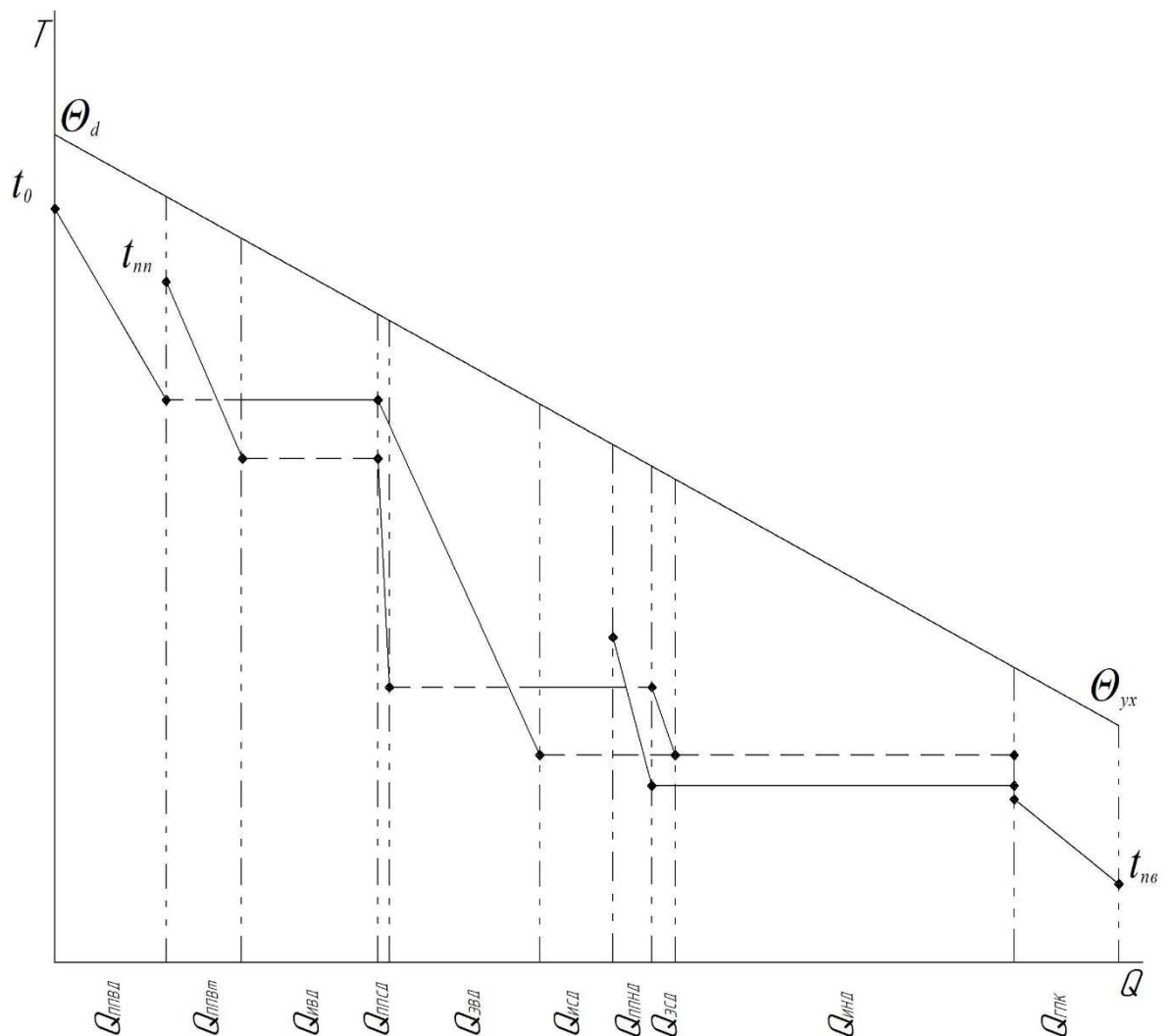


Рисунок 5 - Тепловая диаграмма

1.3.2 Конструкторский расчет трехконтурного котла-утилизатора

Целью конструкторского расчета КУ является определение площадей поверхностей нагрева КУ, скорости уходящих газов, омывающих каждую поверхность и скорости пара в контурах ВД, СД и НД, а также в промежуточном пароперегревателе.

Все поверхности нагрева изготавливаются из стали 20, за исключением ППВД и промперегревателя, трубы которых изготавливаются из стали 12Х1МФ.

Теплообменные трубы имеют сплошное спирально – ленточное оребрение, с толщиной ребра $\delta_{реб} = 0,005$ мм, высотой ребра $h_{реб} = 95$ мм, выполненных с шагом $b_{реб} = 5$ мм.

Для определения габаритных размеров поверхностей нагрева, рассчитаем типовую секцию, имеющую ширину $b_{секц} = 2,127$ м.

Площадь поперечного сечения газохода, м²:

$$f = l_{тр} \cdot b_k. \quad (1.106)$$

где $l_{mp}=18,96$ – высота труб, м;
 $b_k=11,344$ – ширина котла, м.

$$f = 18,96 \cdot 11,344 = 215,082$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП определяется, как разность площади поперечного сечения газохода и суммарной площади в свету труб первого ряда ПП. Типовые секции выполнены из труб внутренним диаметром $d = 38 \times 5$ мм для контура высокого и среднего давлений и $d = 45 \times 3$ мм для контура промперегрева и низкого давления с поперечным шагом труб (поперек котла) $s_1 = 96$ мм и $s_2 = 108$ мм соответственно.

Тогда площадь проходного сечения для секций с внутренним диаметром труб $d = 38 \times 5$ мм:

$$F_{np} = f - m_{lmp} \cdot m_{сек} \cdot (d_{нар} \cdot l_{mp} + 2 \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}) \quad (1.107)$$

$$F_{пп} = 215,082 - 22 \cdot 4 \cdot \left(0,048 \cdot 18,96 + \frac{2 \cdot 18,96}{0,005} \cdot 0,01 \cdot 0,005 \right) = 103,294.$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП, м/с:

$$\omega_z = \frac{G_z \cdot V_z \cdot (\theta_{ппср} + 273)}{F_{np} \cdot 273}, \quad (1.108)$$

$$\omega_z = \frac{782,615 \cdot 0,792 \cdot (580,737 + 273)}{103,294 \cdot 273} = 18,759$$

Скорость пара в трубках ПП:
 высокого давления:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot G_{II}^{60} \cdot v_{пара}}{2 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot m_{тр} \cdot m_{секц}}. \quad (1.109)$$

где $v_{пара}$ – удельный объем пара в ПП, определяется по давлению P_0 и средней температуре в пароперегревателе $t_{ппср} = (t_0 + t_s)/2$;

$m_{тр}$ – число труб в одной секции;

$m_{сек}$ – число секций в одном ряду.

$$\omega_n = \frac{4 \cdot 58,432 \cdot 0,018016}{2 \cdot \pi \cdot 0,038^2 \cdot 22 \cdot 4} = 5,275$$

среднего давления:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot 17,805 \cdot 0,0975012}{2 \cdot \pi \cdot 0,038^2 \cdot 22 \cdot 4} = 8,026$$

Тогда площадь проходного сечения для секций с внутренним диаметром труб $d = 45 \times 3$ мм:

$$F_{пп} = 215,082 - 22 \cdot 4 \cdot \left(0,051 \cdot 18,96 + \frac{2 \cdot 18,96}{0,005} \cdot 0,0095 \cdot 0,001 \right) = 98,289.$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ППВТ, м/с:

$$\omega_z = \frac{782,615 \cdot 0,792 \cdot (490,408 + 273)}{98,289 \cdot 273} = 17,629$$

Скорость пара в трубках ПП:
низкого давления:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot (58,432 + 17,805) \cdot 0,05013}{2 \cdot \pi \cdot 0,045^2 \cdot 22 \cdot 4} = 13,653$$

Определение поверхности теплообмена одной секции с внутренним диаметром труб $d = 38 \times 5$ мм:

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{зл.тр.} = \pi \cdot d_n \cdot l_{тр}, \quad (1.110)$$

где $d_n = d_{вн} + 2 \cdot \sigma$ - наружный диаметр трубы, м.

$$F_{зл.тр.} = \pi \cdot 0,048 \cdot 18,96 = 2,859.$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м²:

$$F_{реб} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_n + 2 \cdot h_{реб} \right)^2 - d_n^2 \right], \quad (1.111)$$

$$F_{реб} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(0,048 + 2 \cdot 9,5 \cdot 10^{-3} \right)^2 - 0,048^2 \right] = 0,003$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{реб}, \quad (1.112)$$

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot 0,048 \cdot 0,005 = 6,283 \cdot 10^{-4}$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (d_{\text{н}} + 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}}, \quad (1.113)$$

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (0,048 + 2 \cdot 95 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,005 = 9,268 \cdot 10^{-4}$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м²:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{н.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}}, \quad (1.114)$$

$$F_{\text{тр}} = 2,383 + (0,003 + 6,283 \cdot 10^{-4} - 9,268 \cdot 10^{-4}) \cdot \frac{18,96}{5 \cdot 10^{-3}} = 12,455$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot m_{\text{тр}} \cdot 2, \quad (1.115)$$

$$F_{\text{сек}} = 12,455 \cdot 22 \cdot 2 = 548,018.$$

Определение поверхности теплообмена одной секции с внутренним диаметром труб $d = 45 \times 3$ мм:

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{\text{гл.тр.}} = \pi \cdot 0,051 \cdot 18,96 = 3,038.$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м²:

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(0,051 + 2 \cdot 95 \cdot 10^{-3})^2 - 0,051^2 \right] = 0,004.$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot 0,051 \cdot 0,005 = 8,011 \cdot 10^{-4}.$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (0,051 + 2 \cdot 95 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,005 = 0,001.$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м²:

$$F_{mp} = 3,038 + (0,004 + 8,011 \cdot 10^{-4} - 0,001) \cdot \frac{18,96}{5 \cdot 10^{-3}} = 15,6.$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{сек} = 15,6 \cdot 22 \cdot 2 = 686,399.$$

1.3.3 Определение поверхности теплообмена пароперегревателя высокого давления

Среднелогарифмический температурный напор ПП, °С:

$$\Delta t_{ПП} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}} \right)}, \quad (1.116)$$

где $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - меньшая разность температур между теплоносителями;

Δt_{δ} - большая разность температур.

Для пароперегревателя, $\Delta t_{\mathcal{M}} = \theta_d - t_0$, $\Delta t_{\delta} = \theta_l - t_s$:

$$\Delta t_{\delta} = \theta_m - t_s = 555 - 342,158 = 212,842$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = \theta_d - t_0 = 606,474 - 540 = 66,474$$

$$\Delta t_{ПП} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}} \right)} = \frac{212,842 - 66,474}{\ln \left(\frac{212,842}{66,474} \right)} = 125,774$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_l = \frac{\lambda_z}{d_H} \left(\frac{\omega_z \cdot d_H}{\nu_z} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (1.117)$$

где ω_z - скорость газов в ПП;

λ_z - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

ν_z - кинематическая вязкость, м²/с;

Pr_z - число Прандтля для газов.

Значения параметров λ_z , ν_z , Pr_z принимаются при средней температуре газов в ПП $\theta_{ппср}=(\theta_d+\theta_l)/2$;

C_s - поправка на компоновку пучка труб, определяется в зависимости от относительных шагов (поперечного $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$ и продольного $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$) и параметра ϕ_σ :

$$\phi_\sigma = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 1}} \right), \quad (1.118)$$

$$\phi_\sigma = \left(\frac{2 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 2^2 + 2,25^2 - 1}} \right) = 0,684.$$

Так как при $0,1 < \phi_\sigma \leq 1,7$ поправку на компоновку пучка труб определяем по следующей зависимости:

$$C_s = 0,34 \cdot \phi_\sigma^{0,1}, \quad (1.119)$$

$$C_s = 0,34 \cdot 0,684^{0,1} = 0,327.$$

Определяем поправку на число рядов труб по ходу газов при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 < 3$

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5, \quad (1.120)$$

$$C_z = 3,12 \cdot 4^{0,05} - 2,5 = 0,844$$

где $z_2=4$ – число рядов труб по ходу газов.

Значения параметров λ_z , ν_z , Pr_z принимаются при средней температуре газов в ПП:

- $\lambda_z = 0,072$;
- $Pr_z = 0,612$;
- $\nu_z = 8,6 \cdot 10^{-5}$.

Тогда коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{0,072}{0,048} \cdot \left(\frac{18,759 \cdot 0,048}{8,6 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,612^{0,33} \cdot 0,844 \cdot 0,327 = 90,988$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{\text{вн}}} \left(\frac{\omega_n \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_n} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,4}, \quad (1.121)$$

где ω_n - скорость пара в трубах;

λ_n - теплопроводность пара в ПП, Вт/(м·К);

ν_n - кинематическая вязкость пара, м²/с;

Pr_n - число Прандтля для пара.

Значения параметров λ_n , ν_n , Pr_n принимаются при средней температуре пара в пароперегревателе $t_{\text{ППср}} = (t_0 + t_s)/2$,

где t_s – температура насыщения в барабане.

Значения параметров λ_n , ν_n , Pr_n принимаются при средней температуре пара в пароперегревателе:

- $\lambda_n = 0,078$;

- $\text{Pr}_n = 1,152$;

- $\nu_n = 4,81 \cdot 10^{-7}$.

Тогда коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,078}{0,038} \cdot \left(\frac{5,275 \cdot 0,038}{4,81 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,152^{0,4} = 1571$$

Коэффициент теплопередачи ПП, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{ПП}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (1.122)$$

$$k_{\text{ПП}} = \frac{90,988}{1 + \frac{90,988}{1571}} = 86,006 .$$

Площадь поверхности теплообмена ПП, м²:

$$F_{\text{ПП}} = \frac{Q_{\text{ПП}} \cdot 10^3}{k_{\text{ПП}} \cdot \Delta t_{\text{ПП}}}, \quad (1.123)$$

$$F_{\text{ПП}} = \frac{47468,116 \cdot 10^3}{86,006 \cdot 125,774} = 4388$$

где $Q_{ПП}$ – тепловая нагрузка ПП, определена в тепловом расчете.

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_{2сек} = \frac{F_{ПП}}{F_{сек} \cdot m_{сек}}, \quad (1.124)$$

$$z_{ПП} = \frac{4388}{648,658 \cdot 4} = 2$$

где $m_{сек}$ – число секций в одном ряду ПП.

1.3.4 Определение поверхности теплообмена испарительной части высокого давления

Среднелогарифмический температурный напор испарителя, °С, определяется по формуле, в которой $\Delta t_m = \theta_{эк} - t_s$ и $\Delta t_{\bar{\theta}} = \theta_l - t_s$.

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = \theta_{nn}^{cd} - t_s^{ed} = 360 - 342,158 = 17,842,$$

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = \theta_{лucн}^{ed} - t_s^{ed} = 425,816 - 342,158 = 83,658.$$

$$\Delta t_{исп} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{83,658 - 17,842}{\ln\left(\frac{83,658}{17,842}\right)} = 42,594.$$

Средняя температура газов в испарительном контуре, °С:

$$\theta_{исп} = \frac{\theta_{лucн}^{ed} + \theta_{nn}^{cd}}{2} = \frac{425,816 + 360}{2} = 392,908.$$

Значения параметров λ_z , ν_z , Pr_z принимаются при средней температуре газов в испарительном контуре:

$$- \lambda_z = 0,05625;$$

$$- Pr_z = 0,635;$$

$$- \nu_z = 5,68 \cdot 10^{-5}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке испарительного контура, α_l , Вт/(м²·К), определяется:

$$\alpha_l = \frac{0,05625}{0,048} \cdot \left(\frac{14,632 \cdot 0,048}{5,68 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,635^{0,33} \cdot 0,962 \cdot 0,339 = 93,563.$$

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу α_2 можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи α_2 очень велик и значение термического сопротивления $\frac{1}{\alpha_2}$ стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К):

$$k_{исп} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_m}}, \quad (1.125)$$

где $\delta_{тр}$ —толщина стенки трубы, м;

λ_m - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К).

Для стали 20:

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{ср}^{cm} - 100), \quad (1.126)$$

Здесь средняя температура стенки, °С:

$$t_{ср}^{cm} = \frac{\frac{\theta_{исп}^{сд} + \theta_{пп}^{сд}}{2} + t_s^{сд}}{2}, \quad (1.127)$$

$$t_{ср}^{cm} = \frac{\frac{425,816 + 360}{2} + 342,158}{2} = 367,533.$$

Коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К):

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (367,533 - 100) = 43,564.$$

Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К):

$$k_{исп} = \frac{1}{\frac{1}{93,563} + \frac{0,005}{43,564}} = 92,569.$$

Площадь поверхности теплообмена испарителя, м²:

$$F_{исп} = \frac{Q_{исп} \cdot 10^3}{k_{исп} \cdot \Delta t_{исп}} = \frac{58474,1 \cdot 10^3}{92,569 \cdot 42,594} = 14830,24.$$

где $Q_{исп}$ – тепловая нагрузка испарителя, определена в тепловом расчете.

Число рядов секций испарителя по ходу газов, шт.:

$$z_{2сек} = \frac{F_{исп}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{14830,24}{648,658 \cdot 4} = 6.$$

1.3.5 Определение поверхности теплообмена 4 ступени экономайзера высокого давления

Среднелогарифмический температурный напор экономайзера, °С, определяется по формуле, в которой $\Delta t_M = \theta_{ЭК} - t_s$ и $\Delta t_{\delta} = \theta_{yx} - t_{нв}$.

$$\Delta t_M = \theta_{ЭК}^{6\delta} - t_s^{6\delta} = 354,158 - 342,158 = 12,$$

$$\Delta t_{\delta} = \theta_{исп}^{cd} - t_{нв} = 318,715 - 253,466 = 65,249,$$

$$\Delta t_{ЭК} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{65,249 - 12}{\ln\left(\frac{65,249}{12}\right)} = 31,447.$$

Средняя температура газов в экономайзере, °С:

$$\theta_{ЭК}^{cp} = \frac{\theta_{ЭК}^{6\delta} + \theta_{исп}^{cd}}{2} = \frac{354,158 + 318,715}{2} = 336,436.$$

Значения параметров λ_2 , ν_2 , Pr_2 принимаются при средней температуре газов в экономайзере:

$$- \lambda_2 = 0,0511;$$

$$- Pr_2 = 0,644;$$

$$- \nu_2 = 4,89 \cdot 10^{-5}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера α_1 , Вт/(м²·К), определяется:

$$\alpha_1 = \frac{0,051}{0,048} \cdot \left(\frac{13,391 \cdot 0,048}{4,89 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot 0,644^{0,33} \cdot 0,844 \cdot 0,339 = 77,917.$$

Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м²·К):

$$k_{ЭК} = \alpha_1 = 77,917. \quad (1.128)$$

Площадь поверхности теплообмена экономайзера, м²:

$$F_{ЭК} = \frac{Q_{ЭК} \cdot 10^3}{k_{ЭК} \cdot \Delta t_{ЭК}} = \frac{31130,051 \cdot 10^3}{77,917 \cdot 31,447} = 12704,961.$$

где $Q_{ЭК}$ – тепловая нагрузка экономайзера, определена в тепловом расчете.

Число рядов секций экономайзера по ходу газов, шт.:

$$z_{2сек} = \frac{F_{ЭК}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{12704,96}{648,658 \cdot 4} = 5.$$

Результаты конструкторского расчета одноконтурного котла-утилизатора сводятся в таблицу 1.

Таблица 1 - Результаты конструкторского расчета одноконтурного КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
Высота труб, м	$l_{тр}$	18,96
Ширина секции, м	$b_{секц}$	2,127
Ширина котла, м	$b_{котла}$	11,344
Скорость газов в ППВД, м/с	ω_g	18,759
Скорость газов в ППВТ, м/с		17,629
Скорость пара в ППВД, м/с	ω_n	5,275
Скорость пара в ППВТ, м/с		13,653
Скорость пара в ППСД, м/с		8,026
Скорость пара в ППНД, м/с		10,082
Температурный напор ППВД, °С	$\Delta t_{ППВД}$	125,774
Коэффициент теплоотдачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1ППВД}$	90,988
Коэффициент теплоотдачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{2ППВД}$	1571
Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППВД}$	86,006
Площадь теплообмена ППВД, м ²	$F_{ППВД}$	4388
Число рядов секций ППВД, штук	$z_2^{секц}$	2
Температурный напор ППВТ, °С	$\Delta t_{ППВТ}$	39,917
Коэффициент теплоотдачи ППВТ, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1ППВТ}$	86,57
Коэффициент теплоотдачи ППВТ, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{2ППВТ}$	697,898
Коэффициент теплопередачи ППВТ, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППВТ}$	77,017
Площадь теплообмена ППВТ, м ²	$F_{ППВТ}$	10530,524
Число рядов секций по ходу газов ППВТ, штук	$z_2^{секц}$	4
Температурный напор ИСПВД, °С	$\Delta t_{ИСПВД}$	42,594
Коэффициент теплоотдачи ИСПВД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1ИСПВД}$	93,563
Коэффициент теплопередачи ИСПВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСПВД}$	92,569
Площадь теплообмена ИСПВД, м ²	$F_{ИСПВД}$	14830,24
Число рядов секций ИСПВД, штук	$z_2^{секц}$	6

Продолжение таблицы 1

1	2	3
Коэффициент теплоотдачи ППСД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ППСД}}$	41,75
Коэффициент теплоотдачи ППСД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{2\text{ППСД}}$	606,578
Коэффициент теплопередачи ППСД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ППСД}}$	39,061
Площадь теплообмена ППСД, м ²	$F_{\text{ППСД}}$	2753,825
Число рядов секций по ходу газов ППСД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	2
Температурный напор ВЭК 4 ВД, °С	$\Delta t_{\text{ВЭК4ВД}}$	31,447
Коэффициент теплоотдачи ВЭК 4 ВД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ВЭК4ВД}}$	77,917
Коэффициент теплопередачи ВЭК 4 ВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ВЭК4ВД}}$	77,917
Площадь теплообмена ВЭК 4 ВД, м ²	$F_{\text{ВЭК4ВД}}$	12704,961
Число рядов секций ВЭК 4 ВД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	5
Температурный напор ИСП СД, °С	$\Delta t_{\text{ИСПСД}}$	55,58
Коэффициент теплоотдачи ИСП СД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ИСПСД}}$	89,274
Коэффициент теплопередачи ИСП СД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ИСПСД}}$	88,758
Площадь теплообмена ИСП СД, м ²	$F_{\text{ИСПСД}}$	6312,433
Число рядов секций ИСП СД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	3
Температурный напор ППНД, °С	$\Delta t_{\text{ППНД}}$	54,728
Коэффициент теплоотдачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ППНД}}$	79,944
Коэффициент теплоотдачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{2\text{ППНД}}$	115,934
Коэффициент теплопередачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ППНД}}$	47,316
Площадь теплообмена ППНД, м ²	$F_{\text{ППНД}}$	6539,907
Число рядов секций ППНД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	3
Температурный напор ВЭК 3 ВД, °С	$\Delta t_{\text{ВЭК3ВД}}$	18,599
Коэффициент теплоотдачи ВЭК 3 ВД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ВЭК3ВД}}$	79,506
Коэффициент теплопередачи ВЭК 3 ВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ВЭК3ВД}}$	79,506
Площадь теплообмена ВЭК 3 ВД, м ²	$F_{\text{ВЭК3ВД}}$	5896,211
Число рядов секций ВЭК 3 ВД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	3
Температурный напор ВЭК СД, °С	$\Delta t_{\text{ВЭКСД}}$	42,235
Коэффициент теплоотдачи ВЭК СД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ВЭКСД}}$	94,579
Коэффициент теплопередачи ВЭК СД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ВЭКСД}}$	94,579
Площадь теплообмена ВЭК СД, м ²	$F_{\text{ВЭКСД}}$	2447,175
Число рядов секций ВЭК СД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	2
Температурный напор ИСП НД, °С	$\Delta t_{\text{ИСПНД}}$	48,927
Коэффициент теплоотдачи ИСП НД, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{1\text{ИСПНД}}$	68,086

Окончание таблицы 1

1	2	3
Коэффициент теплопередачи ИСП НД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ИСПНД}}$	96,426
Площадь теплообмена ИСП НД, м ²	$F_{\text{ИСПНД}}$	15792
Число рядов секций ИСП НД, штук	$z_2^{\text{секц}}$	4
Температурный напор ГПК, °С	$\Delta t_{\text{ГПК}}$	29,788
Коэффициент теплоотдачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{ГПК}}$	92,451
Коэффициент теплопередачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ГПК}}$	94,579
Площадь теплообмена ГПК, м ²	$F_{\text{ГПК}}$	15940
Число рядов секций ГПК, штук	$z_2^{\text{секц}}$	8

1.4 Описание и укрупненный расчет паровой турбины

Конденсационная паротурбинная установка К-245-13,3, модернизированная филиалом ОАО «Силовые машины» - ЛМЗ из существующей турбины К-300-240-1, предназначена для непосредственного привода существующего электрического генератора ТВВ-320-2 с водородным охлаждением.

Модернизированная паровая турбина предназначена для работы в составе парогазовой установки ПГУ-800, состоящей из двух газотурбинных установок SGT5-4000F и двух котлов-утилизаторов с тремя контурами (высокого, среднего и низкого) давления и промежуточным перегревом пара.

В результате модернизации паровой турбины произведена замена сегментов сопел ЦВД, комплектная замена проточных частей низкого давления в цилиндрах среднего и низкого давления, замена ротора НД, замена направляющего аппарата СД. Проточные части ВД и СД в процессе модернизации паровой турбины не заменялись.

Пусковая схема блока - двухбайпасная. При пусках турбины, острый пар КУ последовательно проходит паропроводы острого пара, БРОУ ВД, паропроводы ХПП, ППВт, паропроводы ГПП и сбрасывается через БРОУ СД в конденсатор.

Пар контура НД, пройдя ППНД и паропроводы, сбрасывается непосредственно в конденсатор через БРОУ НД.

Байпасы турбины ВД, СД и НД рассчитаны на сброс полного расхода пара номинального давления, вырабатываемого КУ.

Модернизированная турбина рассчитана на работу с существующим вспомогательным оборудованием турбоустановки при исключении системы регенеративных подогревателей и заменой конденсатных насосов второго подъема. Сохранена блочная обессоливающая установка.

Реконструкция систем смазки, циркуляционной и технической воды, охлаждения и уплотнения генератора произведена в минимальном объеме.

Сохранена конструкция подвода свежего пара к ЦВД с применением семи регулирующих клапанов, а в качестве исполнительных элементов парораспределения СД сохранены имеющиеся стопорные и регулирующие клапаны с сервомоторами. Для реализации схемы подвода в турбину пара НД от котлов-утилизаторов, установлены стопорные и регулирующие клапаны с масляными сервомоторами. Необходимые переделки и конструкции новых узлов адаптированы к существующему маслоснабжению системы регулирования.

Давления пара в контурах ВД и СД – скользящие и определяются расходами пара, поступающими от КУ. Давление пара в контуре НД, по условиям работы КУ и деаэратора – постоянное.

При работе паровой турбины в составе энергоблока ПГУ при скользящих параметрах пара, ее мощность зависит от расходов и температур пара, сгенерированного в контурах ВД, СД и НД котлов-утилизаторов. Расходы и температуры пара определяются, в свою очередь, нагрузкой ГТУ и температурой наружного воздуха. Нагружение ГТУ при постоянной температуре наружного воздуха, а также повышение температуры наружного воздуха при постоянной нагрузке ГТУ приводят к увеличению мощности ПТ. С другой стороны, повышение температуры наружного воздуха ограничивает мощность ГТУ. Поэтому, максимально-возможная мощность ПТ достигается при температуре наружного воздуха $\sim 15^{\circ}\text{C}$.

Кроме мощности ГТУ и температуры наружного воздуха, мощность ПТ зависит от величины давления в конденсаторе, которое, в свою очередь, определяется температурой и расходом охлаждающей воды. Кроме режимных факторов, на величину давления в конденсаторе оказывают влияние присосы воздуха и «чистота» его трубок

Целью укрупненного расчета паровой турбины К – 245 – 13,3 является определение КПД отсеков турбины, с дальнейшим расчетом действительных теплоперепадов ЧВД, ЧСД и ЧНД, что в свою очередь, необходимо для определения мощности и КПД турбоустановки.

Турбина выполняется с сопловым парораспределением. Учитывая, что перед проточной частью ЦВД, ЦСД и ЦНД имеются стопорные и регулирующие клапана, примем потери от дросселирования равные 0,95.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 6.

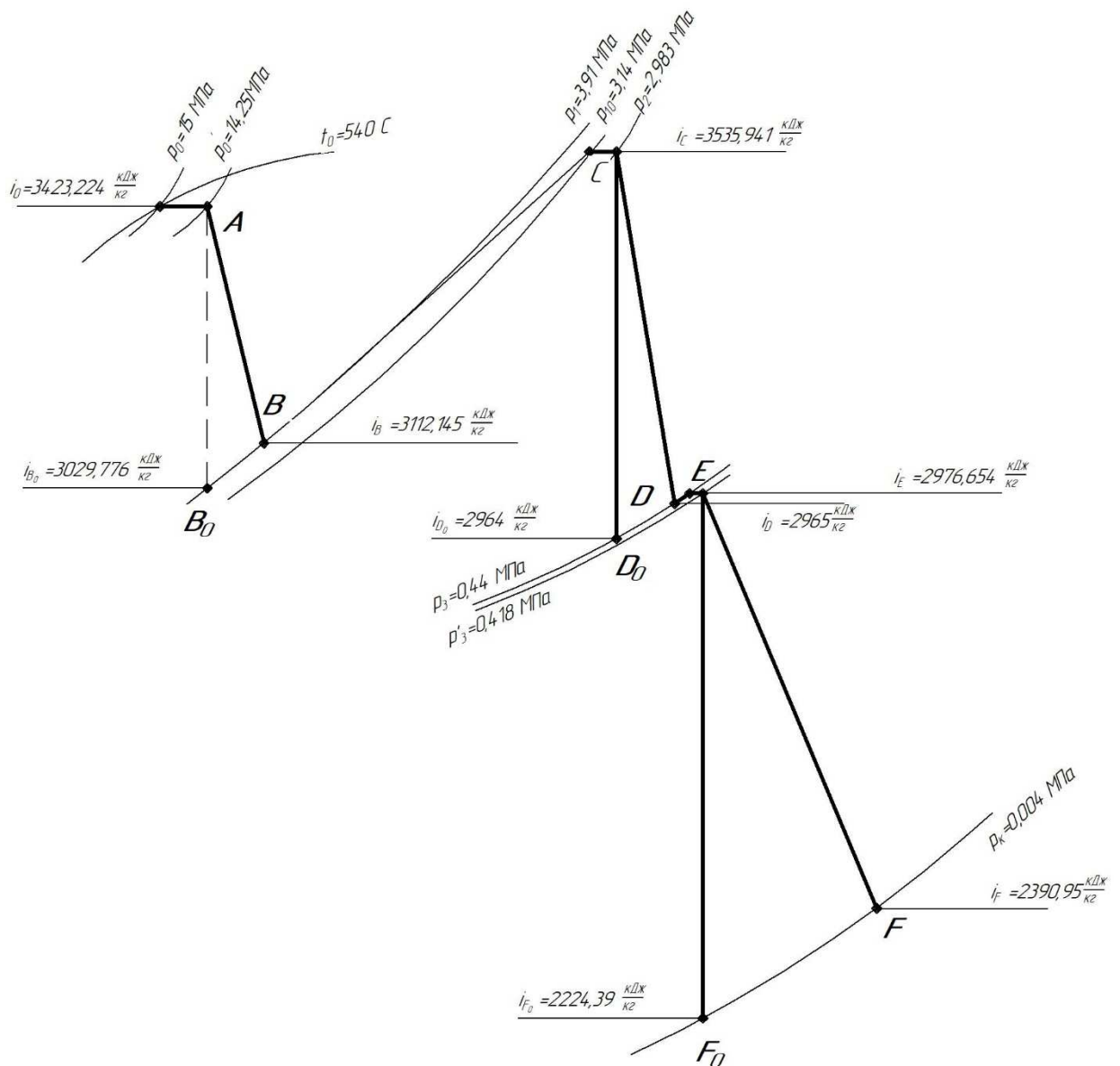


Рисунок 6 - Процесс расширения пара в турбине

Давление пара перед регулирующей ступенью, МПа, составляет:

$$P_0' = P \cdot 0,95, \quad (1.129)$$

$$P_0' = 15 \cdot 0,95 = 14,25.$$

КПД η_{0i}^{60} ЧВД можно оценить по приближенной эмпирической формуле:

$$\eta_{0i}^{60} = (0,925 - 0,5 / (2 \cdot G_{II}^{BД} \cdot v_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{60} - 7 \cdot 10^2) / 2 \cdot 10^4) \cdot k_{6л}, \quad (1.130)$$

где $v_{cp} = (v_0 v_z)^{0,5}$;

$H_0^{eo} = 380,631 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад ЧВД,

$k_{\text{вл}} = 1$ (группа ступеней работает на перегретом паре).

Используя h - s диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину $\nu_0 = 0,02373 \text{ м}^3/\text{кг}$ и удельный объем пара на выходе из ЦВД $\nu_z = 0,065017 \text{ м}^3/\text{кг}$;

$$\nu_{cp} = (0,02373 \cdot 0,065017)^{0,5} = 0,039 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По расходу свежего пара $G_{II}^{eo} = 58,432 \text{ кг/с}$ и по формуле (1.130) получим:

$$\eta_{0i}^{eo} = (0,925 - 0,5 / (2 \cdot 58,432 \cdot 0,039)) \cdot (1 + (380,631 - 600) / 2 \cdot 10^4) \cdot 1 = 0,817.$$

Действительный теплоперепад ЧВД, кДж/кг, можно определить как:

$$H_i^{eo} = H_0^{eo} \cdot \eta_{0i}^{ЦВД}, \quad (1.131)$$

$$H_i^{eo} = 380,631 \cdot 0,817 = 311,079.$$

Таким образом, энтальпия отработавшего пара в ЦВД, кДж/кг, можно определить по формуле:

$$i_b = h_0 - H_i^{eo}, \quad (1.132)$$

где $h_0 = 3423,224$ – энтальпия пара на входе в ЦВД, кДж/кг.

$$i_b = 3423,224 - 311,079 = 3112,145$$

Давление перед ЧСД с учетом дросселирования, МПа:

$$P_2 = P_{10} \cdot 0,95 = 3,14 \cdot 0,95 = 2,983.$$

КПД η_{0i}^{eo} ЧСД можно оценить по приближенной эмпирической формуле:

$$\eta_{0i}^{eo} = (0,925 - 0,5 / (2 \cdot (G_{II}^{BD} + G_{II}^{CD}) \cdot \nu_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{eo} - 600) / 2 \cdot 10^4) \cdot k_{\text{вл}} \quad (1.133)$$

где $\nu_{cp} = (\nu_{0cd}' \cdot \nu_{zcd}')^{0,5}$;

$H_0^{eo} = 570,942 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней,

$k_{\text{вл}} = 1$ (группа ступеней работает на перегретом паре).

Используя $h-s$ диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в ЧСД $\nu'_{0c\partial} = 0,122636 \text{ м}^3/\text{кг}$ и удельный объем пара на выходе из ЧСД $\nu'_{zс\partial} = 0,541266 \text{ м}^3/\text{кг}$;

$$\nu_{cp} = (0,122636 \cdot 0,541266)^{0,5} = 0,258 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$\eta_{0i}^{c\partial} = (0,925 - 0,5 / (152,476 \cdot 0,258)) \cdot (1 + (570,942 - 600) / 2 \cdot 10^4) \cdot 1 = 0,912.$$

Энтальпия пара на выходе из ЧСД (в точке D), кДж/кг:

$$i_D = i_C - H_0^{c\partial} \cdot \eta_{0i}^{ЧСД} = 3535,941 - 570,942 \cdot 0,912 = 2965, \quad (1.334)$$

где i_C - энтальпия пара перед ЧСД;

Энтальпия пара перед ЧНД определяется как энтальпия смеси пара после ЧСД и пара из контура низкого давления котла-утилизатора:

$$h_{см}^{n\partial} = [\sum G_{II}^{чс\partial} \cdot i_D + (2 \cdot G^{n\partial} - G^{\partial}) \cdot h_0^{n\partial}] / (\sum G_{II}^{чс\partial} + 2G^{n\partial} - G^{\partial}), \quad (1.135)$$

$$h_{см}^{n\partial} = \frac{152,476 \cdot 2965 + (2 \cdot 68,279 - 7,307) \cdot 2999}{2 \cdot 58,432 + 2 \cdot 17,805 + 2 \cdot 68,279 - 7,307} = 2976,654 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, пар на входе в ЦНД имеет следующие параметры: $h_{см}^{n\partial} = 2976,654 \text{ кДж/кг}$, $p_0^{n\partial} = 0,418 \text{ МПа}$, $t_0^{n\partial} = 263 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для расчета КПД ЦНД воспользуемся эмпирической зависимостью:

$$\eta_{0i}^{n\partial} = 0,87 \cdot (1 + (H_0^{n\partial} - 400) / 10^4) \cdot k_{\text{вл}} - \Delta H_{\text{вс}} / H_0^{n\partial}, \quad (1.136)$$

где $H_0^{n\partial} = 725,123 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад ЦНД;

$\Delta H_{\text{вс}}$ - потери с выходной скоростью, которые можно найти по эмпирической формуле (1,137), либо по графикам для стандартных ступеней ЛМЗ:

$$\Delta H_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 10^{-3} ((G_K \cdot \nu_K) / \Omega)^2 \cdot (1 + (0,1 / (\Theta_z - 1))), \quad (1.137)$$

Определим длину рабочей лопатки последней ступени l_z , рассчитав объемный расход пара на выходе из ЦНД. Массовый расход на выходе из ЦНД, кг/с:

$$G_{\text{чнд}\Sigma} = (2 \cdot G_{II}^{6\partial} + 2 \cdot G_{II}^{с\partial} + 2 \cdot G_{II}^{n\partial}) - G_D, \quad (1.138)$$

$$G_{\text{чнд}\Sigma} = 2 \cdot 58,432 + 2 \cdot 17,805 + 2 \cdot 68,279 - 7,307 = 281,726.$$

Удельный объем пара при давлении $p_k = 5$ кПа и известных начальных параметрах пара на входе в ЦНД можно определить по $h-s$ диаграмме: $v_k = 30,082 \text{ м}^3/\text{кг}$.

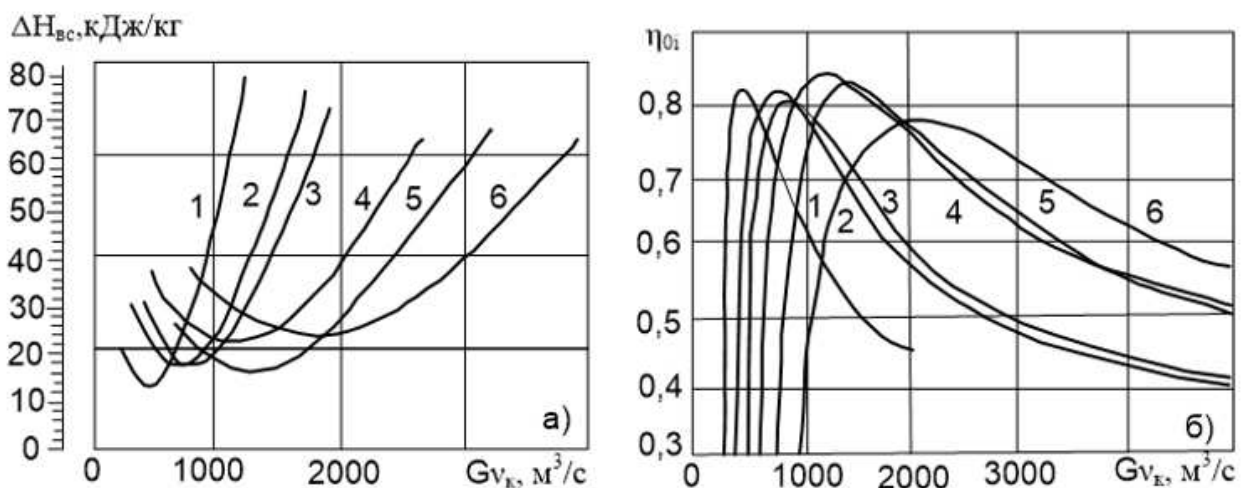
Объемный расход:

$$Gv = \frac{Gv_k}{n}, \quad (1.139)$$

где $n = 3$ - количество выхлопов в конденсатор.

$$Gv = \frac{281,726 \cdot 30,082}{3} = 2824,954 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выбираем по рисунку 7 стандартную лопатку производства ЛМЗ длиной $l_z = 960$ мм и корневым диаметром 1520 мм, которой будет соответствовать потеря с выходной скоростью $\Delta H_{вс} = 70$ кДж/кг.



а – потери с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ в зависимости от Gv_k , б – КПД последней ступени: 1 – $l_z = 550$ мм, $d_k = 1350$ мм, 2 – $l_z = 755$ мм, $d_k = 1350$ мм, 3 – $l_z = 755$ мм, $d_k = 1520$ мм, 4 – $l_z = 960$ мм, $d_k = 1520$ мм, 5 – $l_z = 1000$ мм, $d_k = 1800$ мм, 6 – $l_z = 1200$ мм, $d_k = 1800$ мм (все на 50 с^{-1})

Рисунок 7 - Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ

Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - \gamma_{\text{вл}}) \cdot (\gamma_0 + \gamma_z) \cdot (H_0^{\text{вл}} / H_0^{\text{нд}}), \quad (1.140)$$

где $H_0^{\text{вл}} = 447,333 \text{ кДж/кг}$ –располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по $h-s$ диаграмме);

$y_0=0$ - влажность перед ЦНД;

$y_z=0,135$ - влажность в конце процесса расширения;

Подставляя исходные данные в (1.140), получаем $k_{\text{вл}} = 0,968$.

КПД ЦНД находим по (1.136):

$$\eta_{0i}^{\text{нд}} = 0,87 \cdot (1 + (752,264 - 400) / 10^4) \cdot 0,968 - 70 / 752,264 = 0,779$$

Энтальпия пара перед конденсатором, кДж/кг:

$$i_F = i_E - H_0^{\text{нд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦНД}}$$

$$i_F = 2976,654 - 752,264 \cdot 0,779 = 2390,95$$

Внутренняя мощность паровой турбины:

$$N_i^{\text{ПТ}} = 2 \cdot G^{\text{вд}} \cdot H_0^{\text{вд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{вд}} + \sum G_{\text{П}}^{\text{чсд}} \cdot H_0^{\text{сд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{сд}} + \sum G_{\text{П}}^{\text{чнд}} \cdot H_0^{\text{нд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{нд}}, \quad (1.141)$$

$$N_i^{\text{ПТ}} = 2 \cdot 58,432 \cdot 311,079 \cdot 0,817 + 152,476 \cdot 520,865 \cdot 0,912 + \\ + 281,726 \cdot 585,704 \cdot 0,779 = 230637,976 \text{ кВт}$$

Располагаемая мощность ПТ:

$$N_0^{\text{ПТ}} = 2 \cdot G^{\text{вд}} \cdot H_0^{\text{вд}} + \sum G_{\text{П}}^{\text{чсд}} \cdot H_0^{\text{сд}} + \sum G_{\text{П}}^{\text{чнд}} \cdot H_0^{\text{нд}}, \quad (1.142)$$

$$N_0^{\text{ПТ}} = 2 \cdot 58,432 \cdot 311,079 + 152,476 \cdot 520,865 + \\ + 281,726 \cdot 585,704 = 280781,499 \text{ кВт}$$

Относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{0i}^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} / N_0^{\text{ПТ}}, \quad (1.143)$$

$$\eta_{0i}^{\text{ПТ}} = 230637,976 / 280781,499 = 0,821.$$

1.5 Определение экономических показателей ПГУ

Электрическая мощность ПТУ, кВт:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = N_i^{\text{ПТ}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эс}}^{\text{ПТУ}}, \quad (1.144)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = 230637,976 \cdot 0,985 = 224906,622.$$

Электрическая мощность ГТУ, кВт:

$$N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = 2 \cdot (N_i^{\text{ГТУ}} - N_i^K) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эс}}^{\text{ГТУ}}, \quad (1.145)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = (544277,036 - 254570,306) \cdot 0,99 \cdot 0,985 = 296032,802$$

Электрическая мощность ПГУ, кВт:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}}, \quad (1.146)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot 296032,802 + 224906,622 = 816972,226$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} / (Q_p^{\text{н}} \cdot B \cdot 2), \quad (1.147)$$

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 816972,226 / (33645,7 \cdot 22,601 \cdot 2) = 0,537$$

Отпущенная электроэнергия, кВт:

$$W_{\text{отп}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} - \alpha_{\text{сн}} \cdot N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}, \quad (1.148)$$

где $\alpha_{\text{сн}} = 0,04$ - доля затрат электроэнергии на собственные нужды блока.

$$W_{\text{отп}} = 816972,226 - 0,04 \cdot 816972,226 = 784293,337$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг.у.т./(кВт·ч):

$$b_{\text{э}} = B_y \cdot n \cdot 3600 / W_{\text{отп}}, \quad (1.149)$$

где B_y - расход условного топлива, кг.у.т. / с ;

n - количество ГТУ.

$$B_y = \frac{Q_n^p}{7000} \cdot B_n, \quad (1.150)$$

где $Q_n^p = 8030$ - теплота сгорания единицы натурального топлива, $\text{ккал} / \text{м}^3$;

$B_n = 22,601$ - расход натурального топлива на ГТУ, $\text{кг} / \text{с}$;

7000 - теплотворная способность единицы условного топлива (каменный уголь), $\text{ккал} / \text{кг.у.т.}$

$$B_y = \frac{8030}{7000} \cdot 22,601 = 25,926,$$

$$b_y = 25,926 \cdot 2 \cdot 3600 / 784293,337 = 0,238.$$

2 Экономическая часть

2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Эксплуатационные расходы, млн. руб./год:

$$U_{\Sigma} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (2.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

2.2 Расчёт затрат на топливо

Расход топлива, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$B_{\text{нат}} = B \cdot 3600, \quad (2.2)$$

$$B_{\text{нат}} = B \cdot 3600 = 22,601 \cdot 3600 = 81362,731.$$

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_p = 8760 - T_{\text{рем}}, \quad (2.3)$$

где $T_{\text{рем}}$ – время простоя в ремонте, ч.

Расчет T_p выполнялся с использованием значений $T_{\text{рем}}$ из таблицы А.2 учебно-методического пособия [2, с. 33].

$$T_p = 8760 - 482 = 8278.$$

Число часов использования установленной мощности, ч.

$$T_{\text{уст}} = T_p - 300, \quad (2.4)$$

$$T_{\text{уст}} = T_p - 300 = 7978$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (2.5)$$

где $N_{\text{уст}} = 800$ – установленная мощность станции, МВт;

Натуральный годовой расход топлива, тыс. м³:

$$B'_{\text{нат}} = (B_{\text{нат}} \cdot T_{\text{уст}} \cdot n) / 1000, \quad (2.6)$$

где $n = 2$ – количество ГТУ в составе основного оборудования.

$$B'_{\text{нат}} = (81362,731 \cdot 7978 \cdot 2) / 1000 = 1298223,74.$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = C \cdot B'_{\text{нат}} \cdot 10^{-6}, \quad (2.7)$$

где $C = 3381$ – цена топлива, руб./тыс.м³

Расчет U_T выполнялся с использованием оптовых цен на топливо C добываемых ОАО «Газпром» из приложения 1 приказа №36-э/1 [3, с. 2].

$$U_T = 3381 \cdot 75147,005 \cdot 10^{-6} = 4053,973$$

2.3 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = N_{\text{уст}} \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (2.8)$$

где $n_y = 0,29$ - штатный коэффициент;

$\Phi_{\text{зп}} = 565750$ - средняя зарплата одного работника за год, тыс. руб.;

$N_{\text{уст}} = 800$ – установленная мощность ПГУ, МВт.

$$U_{\text{зп}} = 800 \cdot 0,29 \cdot 565750 \cdot 10^{-6} = 131,254.$$

2.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (2.9)$$

где $H_a = 0,067$ – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения, млн. руб./год.

$$K = K' \cdot N_{\text{уст}} \cdot \zeta \cdot d_i / 10^6, \quad (2.10)$$

где $K' = 400$ долл./кВт – удельные капитальные вложения на комбинированный цикл ПГУ;

$d_i = 1,1$ – коэффициент, учитывающий район размещения;

$\zeta = 62,3$ - курс долл., руб.

$$K = 400 \cdot 800 \cdot 62,3 \cdot 1,1 / 10^6 = 21824$$

$$U_a = 21824 \cdot 0,067 = 1462,208$$

2.5 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (2.11)$$

где $H_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений.

$$U_{\text{тр}} = 21824 \cdot 0,05 = 1091,2$$

2.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (2.12)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (1462,208 + 131,254 + 1091,2) + 0,30 \cdot 131,254 = 576,309$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб/год:

$$U_{\text{э}} = 4389,294 + 1462,208 + 131,254 + 1091,2 + 576,309 = 7650,265$$

2.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}), \quad (2.13)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции;
 W - выработанная электроэнергия, МВт ч.

$$W = N_y \cdot T_{\text{исп}} = 800 \cdot 7978 = 6382400$$

$$W_{\text{отп}} = 6382400 \cdot (1 - 0,04) = 6127104$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = U_{\text{э}} / W_{\text{отп}}, \quad (2.14)$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = (7650,265 / 6127104) \cdot 10^3 = 1,249.$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = U_{\text{э}}/W, \quad (2.15)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = (1,249/6382400) \cdot 10^3 = 1,199$$

2.8 Расчёт показателей эффективности проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД), млн. руб:

$$\text{ЧДД} = \left(\left[(T - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}} + U_{\text{а}} \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} \right) - K$$

где K – стоимость строительства станции, млн. руб.;

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

n – текущий год;

T – тариф на отпущенный кВт ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч.

$$T = 1,6 \cdot U_{\text{отп}}^{\text{э}}, \quad (2.16)$$

$$T = 1,6 \cdot 1,199 = 1,9184$$

Расчёт срока окупаемости сведен в таблицу 2.

Таблица 2 - Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К)	-21824	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2) Эксплуатационные расходы											
-амортизационные отчисления	-	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208	1462,208
-себестоимость выработанной эл/энергии		1,199	1,199	1,199	1,199	1,199	1,199	1,199	1,199	1,199	1,199
3) Чистый дисконтированный доход	-21824	3286,645	2987,859	2716,235	2469,305	2244,823	2040,748	1855,225	1686,568	1533,244	1393,858
4) ЧДД нарастающим итогом	-21824	-18537,355	-15549,496	-12833,261	-10363,956	-8119,133	-6078,385	-4223,16	-2536,592	-1003,347	390,511

Капитальные вложения в проект расширения Киришской ГРЭС с одним блоком ПГУ 800 МВт окупается в начале 10-го года эксплуатации.

3 Экологическая часть

Газотурбинные установки находят все более широкое применение в качестве силовых установок в энергетике. Одной из основных проблем, решаемых при создании современных ГТУ является проблема снижения выбросов вредных веществ (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH) с выхлопными газами. При эксплуатации ГТУ преобладают высокие режимы работы, на которых возрастают выбросы NO_x , и снижаются выбросы CO и CH . При сжигании природного газа в этих условиях NO_x 90 – 95% определяет токсичность выхлопа.

Для разработки путей борьбы с образованием оксидов азота важно знать, как они образуются. В настоящее время хорошо изучены 3 основных механизма их образования:

- образование «термических» (воздушных) NO из молекулярного азота воздуха при температуре выше 1300°C ;
- образование «топливных» NO из связанного азота, содержащегося в топливе;
- образование небольшого количества «быстрых» NO путем реакции молекулярного азота воздуха с углеводородными радикалами.

Наличие в дымовых газах оксидов азота зависит от целого ряда факторов, наиболее значимым из которых является температура сжигания топлива, зависимость которых показана на рисунке 8.

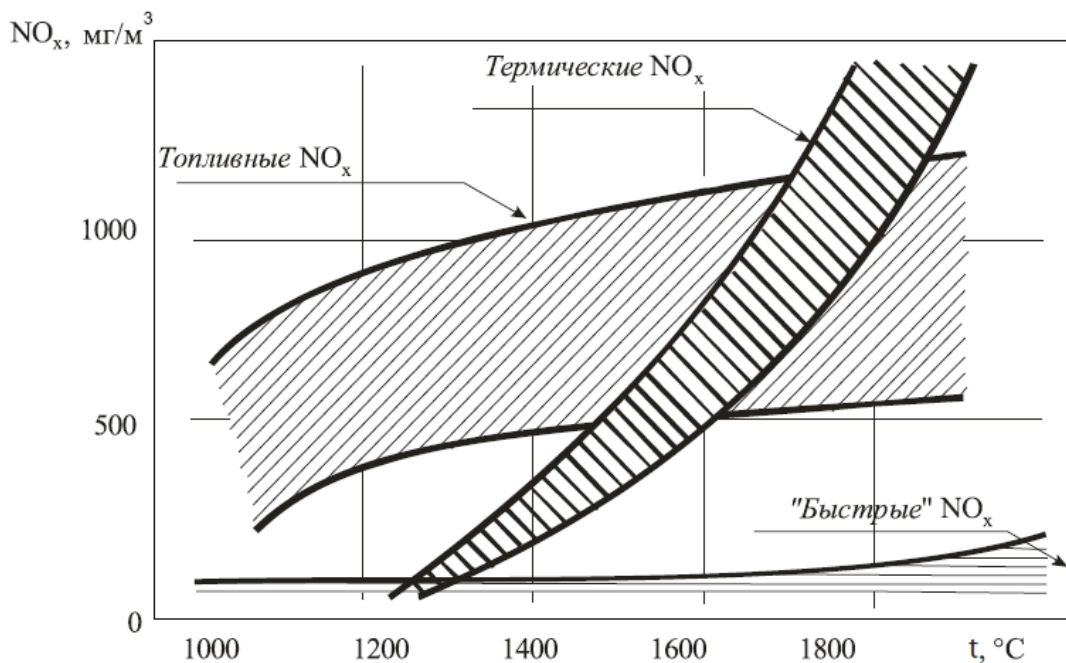


Рисунок 8 – Зависимость образования оксидов азота от температуры при сжигании органического топлива

3.1 Снижение выбросов оксидов азота

3.1.2 Снижение NO_x с пониженными затратами модификацией существующих камер сгорания

В данном случае речь идет об усовершенствовании диффузионного процесса горения в КС, что подразумевает под собой уменьшение средней температуры пламени, сокращение поверхности (объемов газа) горения со стехиометрическим составом ТВС и снижения времени пребывания горячих газов в КС. Способы реализации данного направления:

- предельно возможное обеднение ТВС и интенсификация смешения топлива и воздуха в первичной зоне;
- предельно возможное уменьшение пребывания $\tau_{\text{пр}}$, которое ограничивается требованием по предельному росту выбросов СО и СН и равномерности температурного поля перед турбиной;
- впрыск в первичную зону КС воды или пара. Этот способ называют «мокрым». КС должна иметь «запас» по полноте сгорания с тем, чтобы ее снижение при впрыске влаги не привело к недопустимому росту выбросов СО и СН. Кроме того, этот способ не применим при сжигании, азотосодержащего топлива, т.к. он приводит к увеличению выбросов NO_x .

3.1.3 Снижение NO_x путем деления КС ГТУ на две зоны

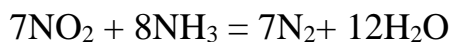
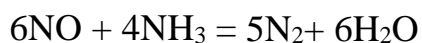
В пространстве, ограниченном корпусом КС (пламенной трубы), выделяют зону горения. В эту зону подают только часть общего количества воздуха. Вместе с топливом это количество обеспечивает образование высокореакционной смеси, сгорающей достаточно быстро при температуре около 1500 °С. Другая часть воздуха подается в зону смешения, где она формирует заданную начальную температуру. Небольшое количество воздуха через специальные щели и отверстия охлаждает корпус и детали пламенной трубы. На рисунке 9 показано осуществления либо по воздуху (а), либо по топливу (б).



Рисунок 9 – Деление КС на две зоны

3.1.4 Селективное каталитическое восстановление

Концепция основана на восстановлении оксидов азота аммиаком в присутствии катализатора в выхлопной трубе ГТУ. Аммиак является единственным доступным восстановителем избирательного действия, т.е., способным обеспечить восстановление NO_x при наличии кислорода в выхлопных газах. Процесс восстановления протекает по следующим основным реакциям:



3.1.5 Применение кольцевой КС в ГТУ

Кольцевая камера сгорания, представленная на рисунке 10 установлена между компрессором и турбиной. Нагретый и сжатый в компрессоре воздух перед входом в камеру сгорания разделяется:

- одна часть воздуха направляется непосредственно в турбину и используется там для охлаждения направляющих и рабочих лопаток;

- другая часть воздуха поступает в кольцевую полость между наружным корпусом камеры сгорания и самой КС, обтекая её наружную и внутреннюю обечайки;

- через отверстия для охлаждающего воздуха в наружной обечайке часть воздуха попадает непосредственно в камеру сгорания;

- большая часть воздуха через гибридные горелки поступает в зону горения.

24 гибридные горелки равномерно распределены по окружности. Здесь воздух подмешивается к топливу, способствуя формированию стабильного пламени в зоне горения. Небольшое расстояние между гибридными горелками обеспечивает равномерное распределение температур на выходе из камеры сгорания.

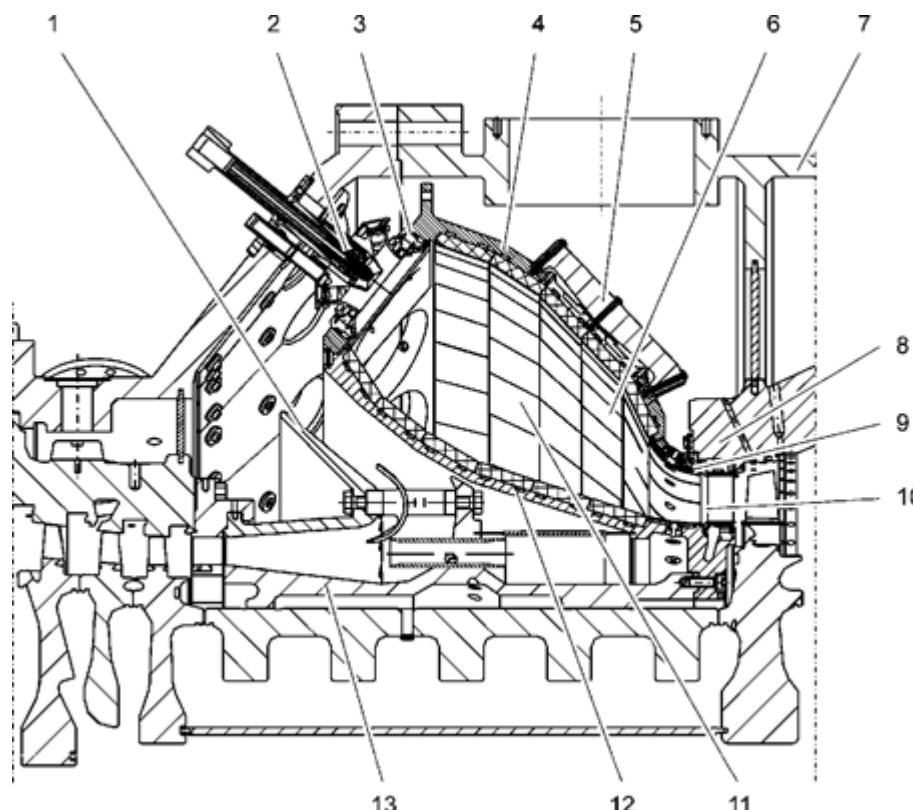
За счет преобразования химически связанной энергии топлива в тепло, в камере сгорания происходит объемное расширение дымовых газов. Отработавшие газы с высоким давлением поступают в турбину, где происходит преобразование перепада давления в кинетическую энергию.

Выделение тепла в процессе сгорания приводит к высокой тепловой нагрузке узлов камеры сгорания, которые должны соответственно охлаждаться или защищаться.

По сравнению с другими конструкциями камер сгорания, у кольцевой камеры сгорания оптимизировано соотношение между объемом и охлаждаемой поверхностью. Вследствие этого удельный расход воздуха на ее охлаждение сокращается. За счет своей компактной конструкции камера сгорания обеспечивает оптимальное сжигание топлива с незначительными выбросами вредных веществ и равномерным распределением температур по окружности. Дополнительным преимуществом является сокращение наружной изоляции и газопроводов. Кольцевая камера сгорания представляет собой полость вращательно-симметричной формы, где сжигается топливо. Сечение камеры сгорания уменьшается в направлении выхода.

Кольцевая камера сгорания состоит из внутренней и наружной обечайки. Неразъемная внутренняя обечайка имеет жесткое соединение с кожухом вала. Внутренняя поверхность внутренней обечайки образует часть отклоняющего диффузора, который подает поступающий из компрессора воздушный поток к гибридным горелкам. Наружный контур кольцевой камеры сгорания формирует наружная обечайка с горизонтальным разъемом. Наружная обечайка соединена с обоймой направляющего аппарата турбины таким образом, что внутренняя и наружная обечайки подвижны по отношению друг к другу. На торце кольцевой камеры сгорания равномерно распределены отверстия под гибридные горелки. Корпус камеры сгорания, внутренняя обечайка и наружная обечайка с наружной стороны охлаждаются воздухом, поступающим с выхода из компрессора.

Для контроля процесса горения с помощью фотодетекторов в наружной обечайке имеются два отверстия.



1 - отклоняющий диффузор; 2 - гибридное горелочное устройство; 3 - вставка для горелочного устройства; 4 - наружная обечайка камеры сгорания; 5 - люк; 6 - керамическая жаропрочная плитка; 7 - наружный корпус камеры сгорания; 8 - обойма направляющего аппарата турбины; 9 - выпускная обечайка; 10 - выход из камеры сгорания; 11 - зона горения; 12 - внутренняя обечайка камеры сгорания; 13 - защитный кожух вала

Рисунок 10 – Продольное сечение кольцевой камеры сгорания

3.1.6 Использование гибридного горелочного устройства

Гибридная горелка газообразного топлива выполнена для работы в разных режимах и имеет, соответственно, разные системы распыла.

В диффузионном режиме топливо и воздух для сжигания смешиваются непосредственно в камере сгорания, вследствие чего обеспечивается высокая стабильность пламени. Этот вид сжигания наиболее благоприятен для нестабильных процессов, таких как розжиг, разгон до номинальной частоты вращения или сброс нагрузки. Однако внутри объема смешения появляются зоны, в которых обнаруживаются очень высокие температуры горения, что приводит к завышенным выбросам оксидов азота.

Этих зон можно полностью избежать, если участвующие в реакции топливо и воздух до их попадания в зону горения подвергнуть перемешиванию в целях создания гомогенной смеси. Принцип разделения образования смеси и собственно горения характеризует так называемое сжигание с предварительным смешением.

В отличие от диффузионных горелочных устройств, рабочий диапазон горелочных устройств с предварительным смешением - ограничен. Тем не менее,

этот недостаток может компенсироваться специальной концепцией управления и регулирования. Это позволяет держать в работе все горелочные устройства одновременно и за счет широкого диапазона мощности достигать сверхнизких выбросов вредных веществ (оксидов азота и углерода). Для упрощения эксплуатации было разработано двухступенчатое гибридное горелочное устройство с диффузионной пилотной горелкой, в котором, в отличие от трехступенчатого горелочного устройства, отсутствует переключение с диффузионного режима работы на режим с предварительным смешением и обратно. У двухступенчатого гибридного горелочного устройства имеются следующие конструктивные особенности:

- в месте подключения диффузионного газа на держателе горелочного устройства установлена заглушка;
- вблизи электродов зажигания дополнительно расположены распылители, из которых поступает пилотный газ;
- розжиг камеры сгорания при пуске ГТУ происходит непосредственно через диффузионную пилотную горелку; горелочное устройство предварительного смешения включается в работу во время разгона ГТУ до номинальной частоты вращения.

3.1.7 Прочие мероприятия, направленные на снижение выбросов оксидов азота

- переход к микрофакельному сжиганию топлива с увеличением числа горелок;
- применение «экологических» горелок. Экологическая горелка состоит из двух конусов, которые смещены один относительно другого в осевом направлении. В результате их смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воздух для горения, который перемешивается с природным газом, вводимым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме внутри горелки образуется ТВС, которая покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени. В результате того, что обтекающий горелку «холодный» воздух для горения поступает внутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно «холодной» и таким образом не подвергается износу;
- абсорбция окислов азота водой с использованием озона;
- ультрафиолетовое облучение дымовых газов на входе в дымовую трубу.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках бакалаврской работы был выполнен комплексный расчет энергоблока ПГУ – 800, входящим в проект расширения Киришской ГРЭС. В качестве основного оборудования были выбраны две ГТ SGT5 – 4000F, два КУ П – 132 и одна модернизированная паровая турбина К-245-13,3 производства ЛМЗ. Топливо на станцию поступает от магистрального газопровода Грязовец – Ленинград через ГРС «Кириши».

В работе выполнен тепловой расчет ГТУ, ПГУ с трехконтурным КУ и укрупненный расчет ПТ. В результате расчетов были определены следующие технико-экономические показатели:

- КПД блока увеличился с 38% до 53,7 %;
- удельный расход условного топлива уменьшился с 324 г.у.т/кВт·ч до 238 г.у.т/кВт·ч

В результате расчета показателей эффективности проекта был определен срок его окупаемости, который составил 10 лет.

По окончании расчетов представлены следующие листы графической части:

- модернизированная паровая турбина К-245-13,3;
- продольный разрез КУ П-132;
- принципиальная тепловая схема блока ПГУ – 800 МВт;
- разрез главного корпуса ПГУ;
- план ячейки ПГУ – 800. Вид сверху.

Все чертежи выполнены на формате А1, за исключением чертежа паровой турбины, формат которого составил А1х3.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

БНД	– барабан низкого давления
ППВТ	– Пароперегреватель вторичный
ГПК	– Газовый подогреватель конденсатный
ГТУ	– Газотурбинная установка
ДКС	– Дожимная компрессорная станция
ЖДС	– Жалюзийно-дроссельная стенка
КПД	– Коэффициент полезного действия
КС	– Камера сгорания
КУ	– Котёл – утилизатор
ПГУ	- Парогазовая установка
ПП	– Промежуточный пароперегреватель
ППВД	– Пароперегреватель высокого давления
ППСД	– Пароперегреватель среднего давления
ППНД	– Пароперегреватель низкого давления
ППГ	– Пункт подготовки газа
ПТС	– Принципиальная тепловая схема
ТВС	– Топливо-воздушная смесь
ИСП	– Испаритель
ЭКВД	– Экономайзер высокого давления
ЦВД	– Цилиндр высокого давления
ЦСНД	– Цилиндр среднего и низкого давления
ЦНД	– Цилиндр низкого давления
ЧНД	– Часть низкого давления
ЧСД	- Часть среднего давления

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

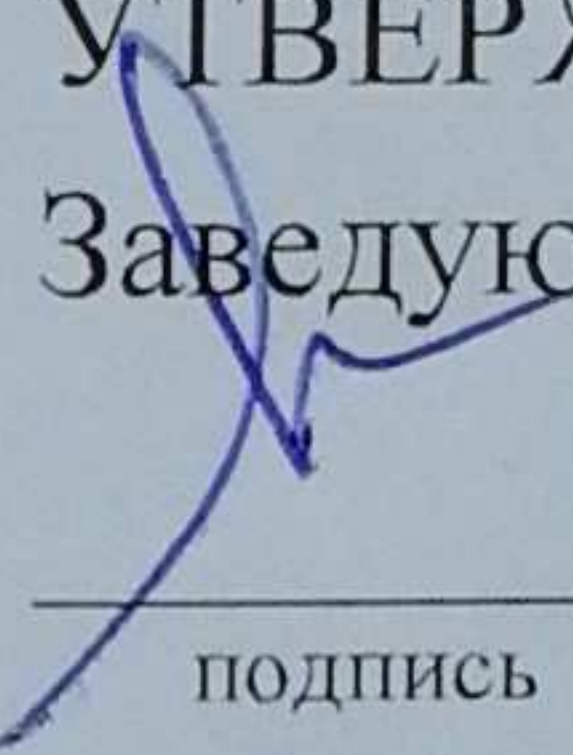
1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р.
2. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты : учеб. – метод. Пособие [Энергетический ресурс] / Сост. И.А. Астраханцева, Л.В. Голованова, М.В. Зубова. – Электрон.дан. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2014.
3. Приказ ФСТ России от 17 марта 2015 г. №36-э/1 «Об утверждении оптовых цен на газ, добываемый ОАО «Газпром» и его аффилированными лицами, предназначенный для последующей реализации населению». Зарегистрирован Минюстом России 17 марта 2015 г.
4. Постников, А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ/ А. М. Постников. – Издательство Самарского научного центра РАН; 2002г, -286 с.
5. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. Пособие к курсовому проектированию / Сиб. Федер ун-т ; сост. Л.Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015.
6. Григорьева, В.А. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / В.А. Григорьев, В.М. Зорин. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624с.
7. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1967.
8. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 425 с.
9. Проектирование тепловых электрических станций : Учеб. пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1991. – 119
10. Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 1): метод. указ. к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 03.01, 03.05 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции» / А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1981. – 59 с.
11. Цыганок, А.П. Проект ТЭС (Часть 2): нормативные материалы к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 03.01, 03.05 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции» / А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин ; Краснояр. политехн. ин-т. - Красноярск : 1981. – 36 с.
12. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : учеб. пособие. 2-е изд. испр. / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
13. Цыганок, А.П. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. пособие : в 2 ч. / А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2000. – 123 с.
14. Бойко, Е.А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е.А. Бойко, И.С. Деринг, Т.И. Охорзина.- Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. 96 с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

«Политехнический институт»
институт
«Тепловые электрические станции»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

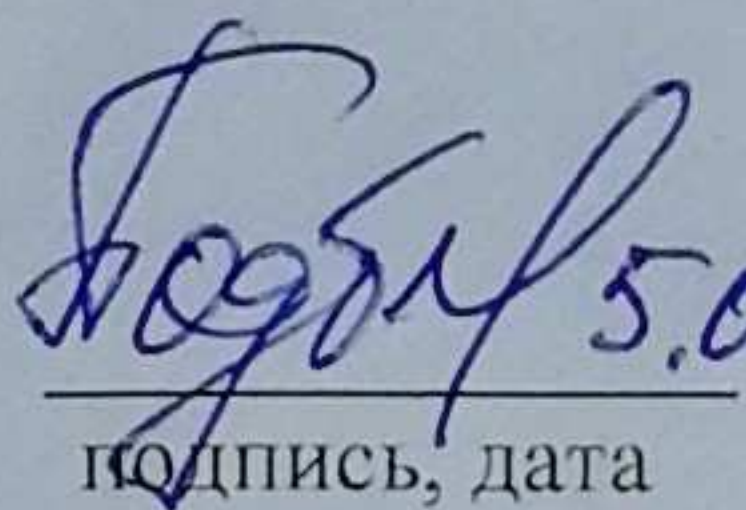
« 08 » 07 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»
код – наименование направления

Проект расширения Киришской ГРЭС
тема

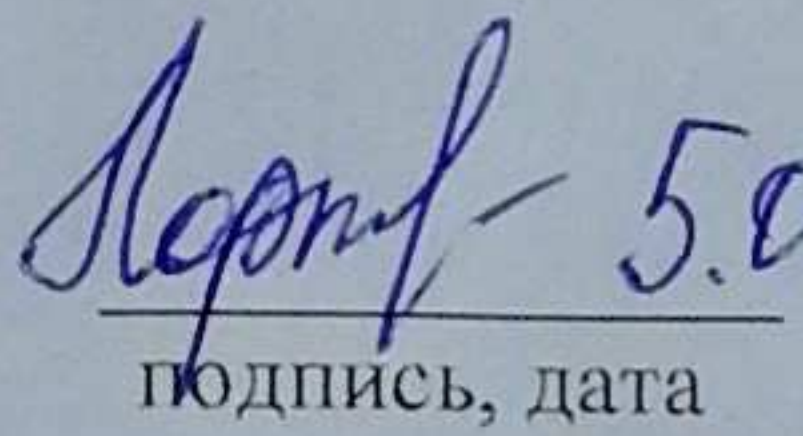
Руководитель

 5.07.19
подпись, дата

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

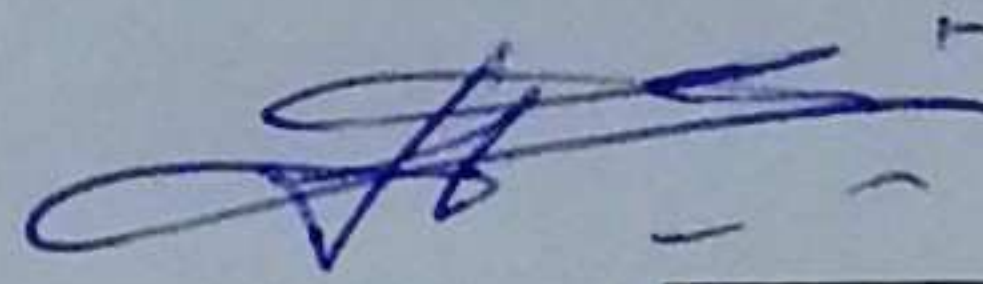
Л.Н. Подборский
инициалы, фамилия

Выпускник

 5.07.19
подпись, дата

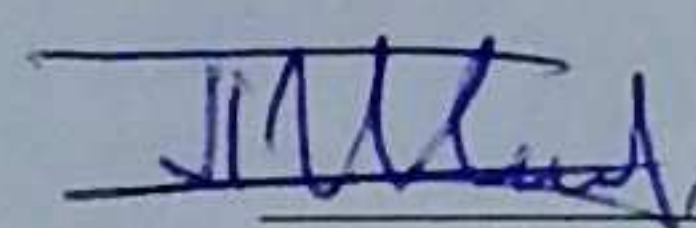
И.А. Портнов
инициалы, фамилия

Тех. контроль

 7.07.19
подпись, дата

С.А. Михайленко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 05.07.19
подпись, дата

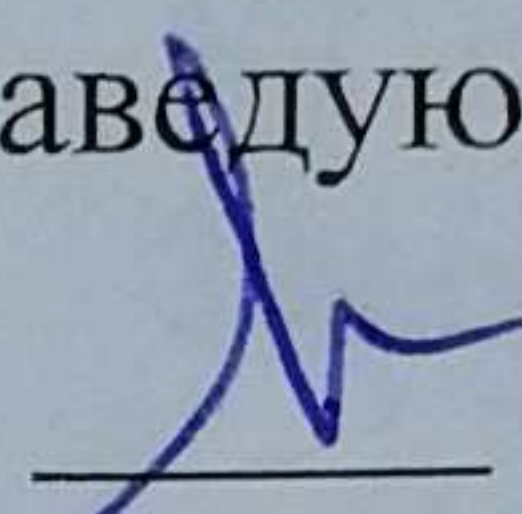
П.В. Шишмарев
инициалы, фамилия

Красноярск 2019

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
«Политехнический институт»
институт
«Тепловые электрические станции»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

« 08 » 07 2019 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту: Портнову Игорю Анатольевичу
фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ 14-01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер код
Теплотехника и теплоэнергетика
наименование

Тема выпускной квалификационной работы: Проект расширения Киришской ГРЭС

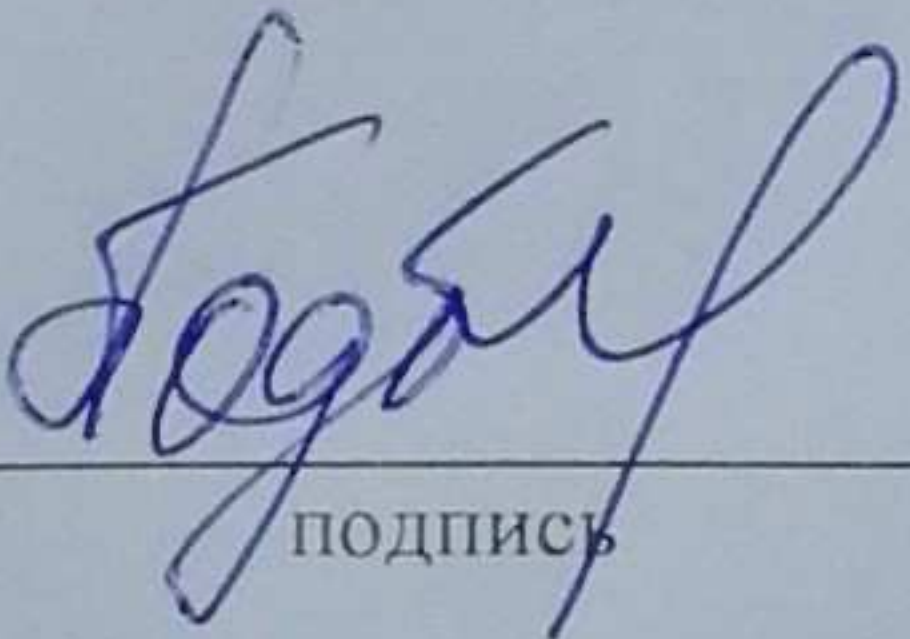
Утверждена приказом по университету № 7179/с от 23.05.19

Руководитель ВКР: Л.Н. Подборский, к.т.н., доцент кафедры ТЭС, СФУ
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Объект расширения – Киришская ГРЭС, электрическая нагрузка ПГУ 800 МВт, топливо – природный газ магистрального газопровода Грязовец – Ленинград.

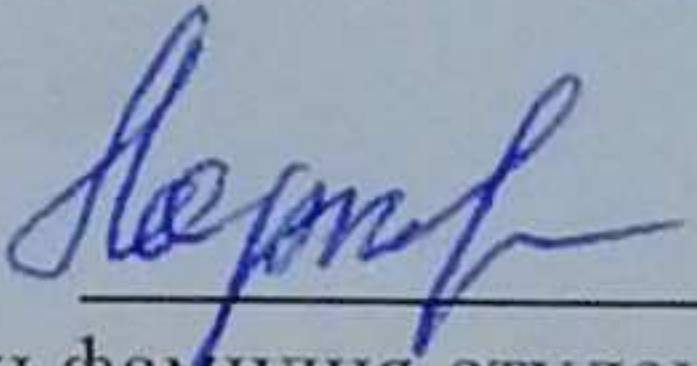
Перечень разделов ВКР: Разработка ПТС, конструкция и тепловой расчет ГТУ, расчет трехконтурной комбинированной установки, описание и укрупненный расчет паровой турбины, определение экономических показателей ПГУ, экономическая часть, экологическая часть.

Перечень графического материала: продольный разрез паровой турбины К – 245-1,3, продольный разрез котла – утилизатора П-132, принципиальная тепловая схема ПГУ-800, главный корпус вид сверху, разрез главного корпуса ПГУ-800.

Руководитель ВКР 
подпись

Л.Н. Подборский
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

 И.А. Портнов
подпись, инициалы и фамилия студента

« 17 » июня 2019 г.